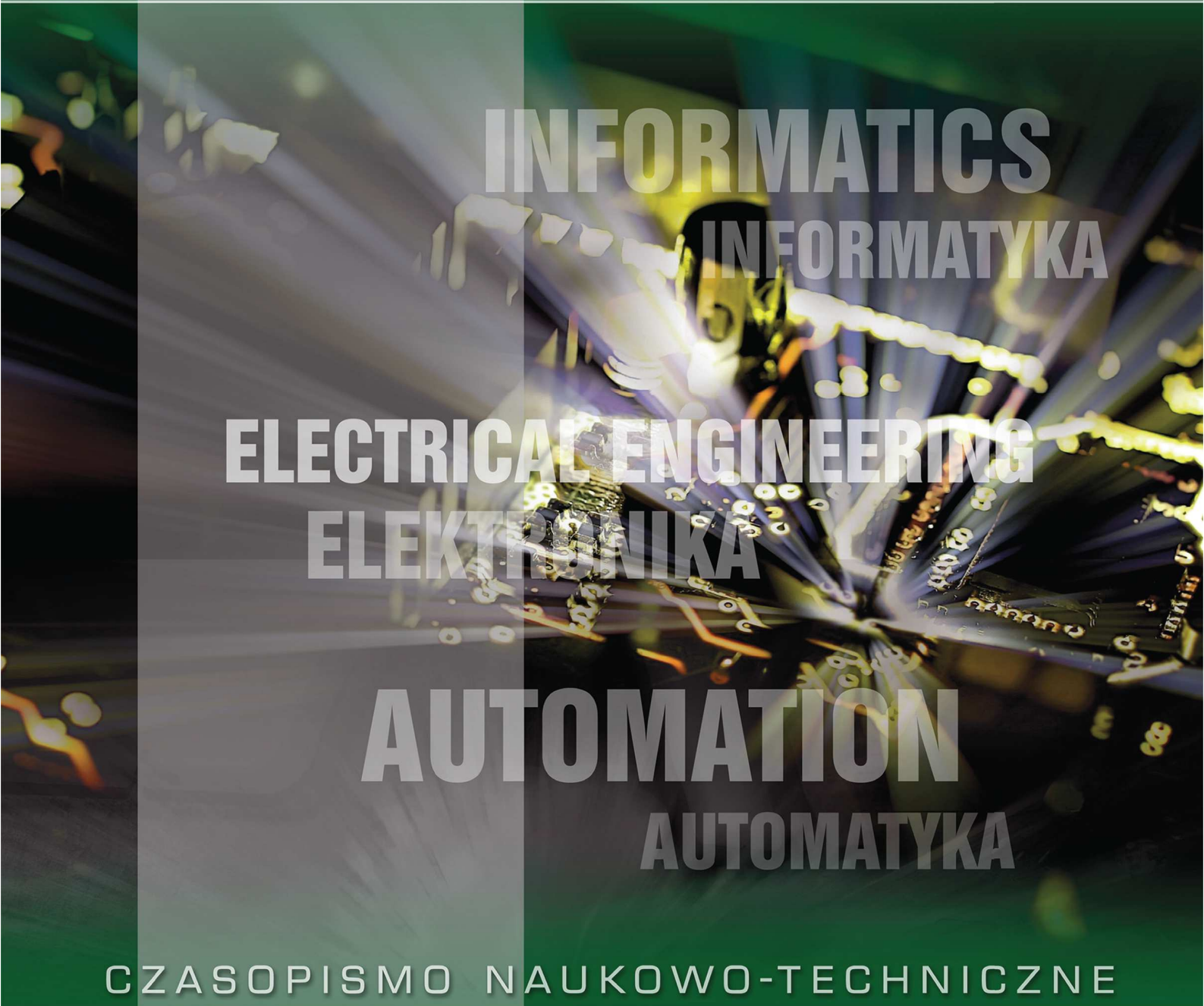


1 (533) 2018

Mining

**INFORMATICS AUTOMATION
AND ELECTRICAL ENGINEERING**

SCIENTIFIC AND TECHNICAL JOURNAL



INFORMATICS
INFORMATYKA

ELECTRICAL ENGINEERING
ELEKTROINŻYNIERIA

AUTOMATION
AUTOMATYKA

CZASOPISMO NAUKOWO-TECHNICZNE

Mining – Informatics Automation and Electrical Engineering

TECHNOLOGICAL PROCESSES

MECHANICS

BUILDING AND EXPLOATATION OF MACHINES

POWER ELECTRONICS

AUTOMATION

ROBOTICS

APPLIED IT

TELECOMMUNICATIONS

SAFETY

PROCESY TECHNOLOGICZNE

MECHANIKA

BUDOWA I EKSPLOATACJA MASZYN

ENERGOELEKTRONIKA

AUTOMATYKA

ROBOTYKA

INFORMATYKA STOSOWANA

TELEKOMUNIKACJA

BEZPIECZEŃSTWO

MINING – INFORMATICS, AUTOMATION AND ELECTRICAL ENGINEERING
Published since 1962

DOI: <http://dx.doi.org/10.7494/miag>

Chairman of the Scientific Board/Przewodniczący Rady Naukowej:
Antoni Kalukiewicz, AGH University of Science and Technology, Kraków (Poland)

Secretary of the Scientific Board/Sekretarz Rady Naukowej:
Krzysztof Krauze, AGH University of Science and Technology, Kraków (Poland)

Members of the Scientific Board/ Członkowie Rady Naukowej:
Darius Andriukaitis, Kaunas University of Technology, Kaunas (Lithuania)
Naj Aziz, University of Wollongong, Wollongong (Australia)
Edward Chlebus, Wrocław University of Science and Technology, Wrocław (Poland)
George L. Danko, University of Nevada, Reno (USA)
Krzysztof Filipowicz, Silesian University of Technology, Gliwice (Poland)
Jiří Fries, Technical University of Ostrava, Ostrava (Czech Republic)
Leonel Heradia, EAFIT University, Medellín (Columbia)
Dou Lin-ming, China University of Mining and Technology, Xuzhou (China)
Arkadiusz Mężyk, Silesian University of Technology, Gliwice (Poland)
Joseph Molnar, University of Miskolc, Miskolc (Hungary)
Jacek Paraszczak, Laval University, Quebec (Canada)
Sorin Mihai Radu, University of Petrosani, Petrosani (Romania)
Yuan Shujie, Anhui University of Science and Technology, Huainan (China)
Marek Sikora, Institute of Innovative Technologies EMAG, Katowice (Poland)
Radosław Zimroz, Wrocław University of Science and Technology, Wrocław (Poland)

Editorial staff/ Redakcja czasopisma:
Editor in Chief/ Redaktor naczelny – *Krzysztof Krauze*
Deputy Editor in Chief/ Zastępca redaktora naczelnego – *Krzysztof Kotwica*
Managing Editor/ Kierownik redakcji – *Marcin Mazur*

Associate editors/ Redaktorzy tematyczni:
Waldemar Korzeniowski (technological processes/ procesy technologiczne)
Łukasz Bółoz (mechanics/ mechanika)
Jacek Feliks (building and exploitation of machines/ budowa i eksploatacja maszyn)
Tomasz Siostrzonek (power electronics/ energoelektronika)
Waldemar Rączka (automation/ automatyka)
Tomasz Buratowski (robotics/ robotyka)
Ryszard Klempka (applied IT/ informatyka stosowana)
Elżbieta Bereś-Pawlik (telecommunications/ telekomunikacja)
Tomasz Wydro (safety/ bezpieczeństwo)

Proofreading/ Redaktor językowy – *Aleksandra Kozak*
Technical Editor/ Redaktor techniczny – *Kamil Mucha*
Webmaster/ Redaktor strony internetowej – *Paweł Mendyka*

PUBLISHER
Publishing Manager/ Redaktor naczelny Wydawnictw AGH: *Jan Sas*

Linguistic Corrector/ Korekta językowa: *Bret Spainhour* (English/ język angielski), *Kamila Zimnicka-Warchoń* (Polish/ język polski)

Desktop Publishing/ Skład komputerowy: *Andre*

Cover Design/ Projekt okładki i strony tytułowej: *ROMEDIA-ART*

© Wydawnictwa AGH, Kraków 2018

ISSN 2449-6421 (online)
ISSN 2450-7326 (printed)

The electronic version of the journal is the primary one.
Number of copies: 70

Wydawnictwa AGH (AGH University of Science and Technology Press)
al. A. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków
tel. 12 617 32 28, 12 636 40 38
e-mail: redakcja@wydawnictwoagh.pl
<http://www.wydawnictwo.agh.edu.pl>

Table of Contents

Adam Heyduk

Machine vision monitoring and particle size feed analysis	7
Wizyjny monitoring i analiza granulometryczna nadawy	12

Piotr Cheluszka, Piotr Sobota, Grzegorz Głuszek

Experimental investigation of dynamic impact of roadheader on floor	17
Doświadczalne badania oddziaływania dynamicznego kombajnu chodnikowego na podłoże	28

Krzysztof Krauze, Krzysztof Kotwica

Innovative mining machinery solutions developed at Department of Mining, Dressing, and Transport Machines, AGH University of Science and Technology	39
Innowacyjne rozwiązania maszyn górniczych opracowane w Katedrze Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych Akademii Górniczo-Hutniczej	53

Jacek Karliński, Paulina Działak, Krzysztof Jacek Bałchanowski, Sławomir Wudarczyk

Development and analysis of kinematics of working unit of self-propelled drilling machine	67
Opracowanie oraz analiza kinematyki układu roboczego samojezdnej maszyny wiercącej	74

Rajmund Horst, Marek Modrzik, Paweł Ficek, Marek Rotkegel, Andrzej Pytlik

Corroded steel support friction joint load capacity studies as found in Piast-Ziemowit coal mine	81
Badania nośności skorodowanych złączy ciernych obudowy odrzwiowej na przykładzie Kopalni Węgla Kamiennego Piast-Ziemowit	88

Leszek Żyrek, Wojciech Zasadni, Jan Lubryka, Rafał Szotłysik

ENDIS 4.0 as replay on requirements of Industry 4.0 in field of power supply and automation for mining	95
ENDIS 4.0 jako odpowiedź na wymagania Przemysłu 4.0 w obszarze zasilania i sterowania dla górnictwa	101

ABSTRACTS

ADAM HEYDUK

MACHINE VISION MONITORING AND PARTICLE SIZE FEED ANALYSIS

This paper presents selected problems related to the use of machine vision techniques for the analysis of particle size distribution. The basic steps and conditions for acquiring granular material images are described, followed by further processing and analysis methods. The advantages of 3-D image acquisition and processing have been compared to 2-D image analysis. Several possible areas of application related to the supervision of material transportation, optimization of mineral processing systems, and bulk density measurements have also been presented.

PIOTR CHELUSZKA
PIOTR SOBOTA
GRZEGORZ GLUSZEK

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF DYNAMIC IMPACT OF ROADHEADER ON FLOOR

This article presents the selected results of experimental examinations performed on the test stand in the Technological Hall of the Faculty of Mining and Geology at the Silesian University of Technology in which an R-130 roadheader (by Famur S.A.) is installed. During the examinations, the courses of dynamic load were determined in the points of the roadheader's boom support during its operation. In order to determine the impact of the cutting process on the strengths transferred onto the floor, the distribution of the static load of the roadheader's supports caused by its own weight with its changing center of gravity caused by the boom deflecting were determined. During the examinations, the size and nature of the dynamic impact of the roadheader on the floor in its support points while cutting the surface of the block made of equivalent materials (cement and sand masses) of various uniaxial compressive strength (UCS) was determined experimentally. The nature of the roadheader's chassis vibrations caused by cutting as well as the changeability of the location of its anchorage point with the movement of the cutting heads on the surface being mined result in high load fitfully in the roadheader's support points. The dynamic impact of the roadheader on the floor also has a strongly dynamic character.

KRZYSZTOF KRAUZE
KRZYSZTOF KOTWICA

INNOVATIVE MINING MACHINERY SOLUTIONS DEVELOPED AT DEPARTMENT OF MINING, DRESSING, AND TRANSPORT MACHINES, AGH UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

The exploitation of mineral resources with underground mining methods is becoming more and more difficult due to the mining and geological conditions in which these resources are present. This is related to the depth of retention and thickness of the exploited deposits (seams), more cohesive and durable rocks, and climatic conditions. The excavation of access and preparatory roadways as well as exploitation under such conditions require specially designed and manufactured machines. In recent years in the Department of Mining, Dressing, and Transport Machine at AGH University of Science and Technology in Krakow, a number of innovative solutions of machines and devices have been developed that can be used to work under difficult mining and

STRESZCZENIA

ADAM HEYDUK

WIZYJNY MONITORING I ANALIZA GRANULOMETRYCZNA NADAWY

W artykule przedstawiono wybrane zagadnienia związane z wykorzystaniem technik wizyjnych do celów analizy składu ziarnowego. Opisano podstawowe etapy i uwarunkowania akwizycji obrazów materiału ziarnistego, a następnie ich dalszego przetwarzania i analizy. Sformułowano zalety akwizycji i przetwarzania obrazów trójwymiarowych w porównaniu z dwuwymiarowymi. Przedstawiono potencjalne obszary zastosowań związane z nadzorowaniem transportu materiałów, optymalizacją procesów wzbogacania grawitacyjnego oraz pomiarami gęstości nasympowej.

PIOTR CHELUSZKA
PIOTR SOBOTA
GRZEGORZ GLUSZEK

DOŚWIADCZALNE BADANIA ODDZIAŁYWANIA DYNAMICZNEGO KOMBAJNU CHODNIKOWEGO NA PODŁOŻE

W artykule przedstawiono wybrane wyniki badań eksperymentalnych zrealizowanych na stanowisku badawczym w Hali Technologicznej Wydziału Górniczo-Geologii, na którym zainstalowany jest kombajn chodnikowy R-130 (prod. Famur S.A.). W trakcie tych badań wyznaczone zostały przebiegi obciążenia dynamicznego w punktach podparcia wysięgnikowego kombajnu chodnikowego podczas realizacji przezeń procesu roboczego. W celu określenia wpływu procesu urabiania na siły przenoszone na podłoże wyznaczono rozkład obciążenia statycznego podpór kombajnu od ciężaru własnego przy zmieniającym się położeniu jego środka ciężkości spowodowanym wychyleniem wysięgnika. W trakcie badań wyznaczono doświadczalnie wielkość oraz charakter oddziaływania dynamicznego kombajnu na podłoże w punktach jego podparcia podczas urabiania powierzchni bloku wykonanego z materiałów ekwiwalentnych (mas cementowo-piaskowych) o różnej wytrzymałości na ściskanie. Charakter wymuszenia drgań nadwozia kombajnu od urabiania oraz zmienność położenia jego punktu zaczepienia w miarę przemieszczania głowic urabiających po urabianej powierzchni skutkują dużą nierównomiernością obciążenia w punktach podparcia kombajnu. Oddziaływanie dynamiczne kombajnu na podłoże ma przy tym silnie dynamiczny charakter.

KRZYSZTOF KRAUZE
KRZYSZTOF KOTWICA

INNOWACYJNE ROZWIĄZANIA MASZYN GÓRNICZYCH OPRACOWANE W KATEDRZE MASZYN GÓRNICZYCH, PRZERÓBczyCH I TRANSPORTOWYCH AKADEMII GÓRNICZO-HUTNICZEJ

Eksploatacja surowców mineralnych metodami podziemnymi staje się coraz trudniejsza ze względu na warunki górniczo-geologiczne, w jakich te surowce zalegają. Wiąże się to z głębokością zalegania i miąższością eksploatowanych pokładów, trudniej urabialnymi skałami oraz warunkami klimatycznymi. Drażnienie wyrobisk udostępniających i przygotowawczych, a także prowadzenie eksploatacji w takich warunkach wymaga specjalnie do tego opracowanych i wykonanych maszyn. W Katedrze Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych AGH w Krakowie w ostatnich latach opracowano szereg innowacyjnych rozwiązań, które mogą być zastosowane do maszyn i urządzeń pracujących w ciężkich warunkach górniczo-geologicznych. W artykule przedstawiono wybrane rozwiązania: głowice

geological conditions. This article presents selected solutions of these machines and devices – a mining head for a roadheader with asymmetrical disc tools with a complex motion trajectory, a temporary, mechanized, and walking roadway support, a unique long-wall complex with a single-cutting head shearer used for thin coal seam exploitation, and an innovative mining and hauling system for mechanical shaft drilling using a shaft shearer.

JACEK KARLIŃSKI
PAULINA DZIAŁAK
KRZYSZTOF JACEK BAŁCHANOWSKI
SŁAWOMIR WUDARCZYK

DEVELOPMENT AND ANALYSIS OF KINEMATICS OF WORKING UNIT OF SELF-PROPELLED DRILLING MACHINE

Self-propelled drilling rigs are widely used in the underground mining. Their main task is to drill holes in the rocks where explosive charges are to be placed. An important feature of this type of machine is its ability to drill holes according to the blasting parameters defined in the documentation. Precision regarding the hole distribution and angular deviation is crucial for fragmentation of the rocks. This paper presents the results of a kinematic analysis of the working unit of a drilling rig designed for KGHM Polska Miedź S.A. The authors determined the design and construction aspects influencing the accuracy of the drilling boom positioning. The working field of the described system was equal to 45 m².

RAJMUND HORST
MAREK MODRZIK
PAWEŁ FICEK
MAREK ROTKEGEL
ANDRZEJ PYTLIK

CORRODED STEEL SUPPORT FRICTION JOINT LOAD CAPACITY STUDIES AS FOUND IN PIAST-ZIEMOWIT COAL MINE

This article presents the load capacity study results of the corroded friction joints obtained during heading relining conduction. The main goal of the study was to determine the operational characteristics of heavily corroded friction joints as well as their load capacity. An additional goal of the study was to indicate which parameter is crucial from the point of view of corroded support technical condition evaluation – friction joint load capacity or arch strength. Mine conditions in which the LP support operated were also briefly characterized in the article. The study presented in the article is of a pilot character; while the obtained results reveal a very significant influence of corrosion on the support operational safety, the studies of corroded joints will be continued in the future using a larger number of samples and various types of shackles.

LESZEK ŻYREK
WOJCIECH ZASADNI
JAN LUBRYKA
RAFAŁ SZOŁTYSIK

ENDIS 4.0 AS REPLAY ON REQUIREMENTS OF INDUSTRY 4.0 IN FIELD OF POWER SUPPLY AND AUTOMATION FOR MINING

This article presents a new product line for energy distribution and control ENDIS 4.0 from the perspective of the Industry 4.0 requirements implemented by Europe. The paper presents various variants of the technical solution and possibilities of configuration and quick reconfiguration. The authors also included their remarks and observations of the current level of implementation of the Industry 4.0 guide-lines in the Polish as well as world mining industries.

z narzędziami dyskowymi niesymetrycznymi o złożonej trajektorii ruchu dla kombajnów chodnikowych, tymczasową, zmechanizowaną i kroczącą obudowę chodnikową, unikalny kompleks ścianowy dla niskich pokładów z kombajnem węglowym jednoorganowym oraz innowacyjny układ urabiania i odstawy do mechanicznego drążenia szybów z wykorzystaniem kombajnów szybowych.

JACEK KARLIŃSKI
PAULINA DZIAŁAK
KRZYSZTOF JACEK BAŁCHANOWSKI
SŁAWOMIR WUDARCZYK

OPRACOWANIE ORAZ ANALIZA KINEMATYKI UKŁADU ROBOCZEGO SAMOJEZDNEJ MASZyny WIERCĄCEJ

Samojezdne maszyny wierzące znajdują szerokie zastosowanie w górnictwie oraz w budowie tuneli drogowych. Ich zadaniem jest wiercenie otworów w skale, w których następnie umieszczane są ładunki wybuchowe. Istotną cechą decydującą o właściwościach eksploatacyjnych tego typu maszyn jest możliwość wiercenia otworów strzałowych zgodnie ze zdefiniowaną metryką strzałową. Dokładność rozmieszczenia oraz odchylenie katowe otworów strzałowych decyduje o wielkości zabioru oraz rozdrobnieniu skał. W pracy przedstawiono wyniki analiz kinematyki układu roboczego samojezdnej maszyny wierzącej przeznaczonej do prac w kopalniach KGHM Polska Miedź S.A. Określono czynniki konstrukcyjne wpływające na dokładność prowadzenia masztu wiertniczego. Omówiono cechy opracowanego układu roboczego o polu pracy wynoszącym 45 m².

RAJMUND HORST
MAREK MODRZIK
PAWEŁ FICEK
MAREK ROTKEGEL
ANDRZEJ PYTLIK

BADANIA NOŚNOŚCI SKORODOWANYCH ZŁĄCZY CIERNYCH OBUDOWY ODRZWIOWEJ NA PRZYKŁADZIE KOPALNI WĘGLA KAMIENNEGO PIAST-ZIEMOWIT

W artykule przedstawiono wyniki badań nośności skorodowanych złączy ciernych pozyskanych z przebudowy wyrobiska. Głównym celem badań było określenie charakterystyk pracy silnie skorodowanych złączy ciernych oraz określenie ich nośności. Dodatkowym celem badań było wskazanie parametru skorodowanych odrzwi, kluczowego przy ocenie stanu technicznego obudowy – nośność złączy ciernych czy wytrzymałość łuków. W artykule scharakteryzowano również w skrócie warunki kopalniane, w których pracowała obudowa ŁP. W związku z tym, że omówione badania mają charakter pilotażowy, a uzyskane wyniki wskazują na znaczny wpływ korozji na bezpieczeństwo pracy obudowy, badania skorodowanych złączy będą kontynuowane na większej liczbie próbek oraz przy różnych typach strzemion.

LESZEK ŻYREK
WOJCIECH ZASADNI
JAN LUBRYKA
RAFAŁ SZOŁTYSIK

ENDIS 4.0 JAKO ODPOWIEDŹ NA WYMAGANIA PRZEMYSŁU 4.0 W OBSZARZE ZASILANIA I STEROWANIA DLA GÓRNICTWA

W artykule przedstawiono nową linię produktową do rozdzielania energii i sterowania ENDIS 4.0 z perspektywy wymagań Przemysłu 4.0 stawianych przed Europą. W referacie zostały zaprezentowane różnorodne warianty technicznego rozwiązania oraz możliwości konfiguracji i szybkiej rekonfiguracji. Autorzy zawarli również swoje przemyślenia oraz obserwacje aktualnego stopnia wdrożenia wytycznych Przemysłu 4.0 w polskiej i światowej branży górniczej.

ADAM HEYDUK

Machine vision monitoring and particle size feed analysis

This paper presents selected problems related to the use of machine vision techniques for the analysis of particle size distribution. The basic steps and conditions for acquiring granular material images are described, followed by further processing and analysis methods. The advantages of 3-D image acquisition and processing have been compared to 2-D image analysis. Several possible areas of application related to the supervision of material transportation, optimization of mineral processing systems, and bulk density measurements have also been presented.

Key words: particle size measurement, image analysis, coal preparation

1. INTRODUCTION

Vision is one of the most important senses, providing most of the information processed by the human mind. The efficiency of the visual assessment of the surrounding world leads to search for methods of algorithmical processing of visual information using modern computer technology. For many years, there have been made multiple attempts to use visual information in the area of mineral processing. The first applications of image processing for particle size analysis were used to evaluate rock fragmentation (e.g., in quarries) after blasting, as it was the most efficient method for analyzing the size of large rock blocks in cases when sieve analysis was not applicable. The first studies were based on an analysis of the scanned images obtained by the photochemical method. The results of blasting were evaluated in natural illumination on the basis of static images [1–4]. The development of modern video methods is closely linked to advances in optoelectronic technologies, reduced costs and increased performance of digital still and video cameras, and increased computing power necessary for the analysis of complex systems (i.e., involving a very large number of particles, especially in a high-resolution images). In addition to the particle size analysis of rocks in quarries and opencast mining, the analysis of particle size distribution in boxes of rail carriages or trucks [4, 5] as well as an analysis of microscopic images of the smallest particles in the aqueous environment [6] and fly ashes [7] can be considered as a potential area for video monitoring

applications. In this paper, particular attention has been paid to the problem of monitoring the flow of particle stream movement on a conveyor belt [8].

2. TWO-DIMENSIONAL IMAGE ACQUISITION

Image acquisition (i.e., its registration by an appropriate optical and optoelectronic system as well as its conversion to the digital form) is the first element of the whole multi-step image processing chain, determining the efficiency of its further analysis [8, 9]. The basic stages of the of image acquisition process from the real-world scene to the final digital form are shown schematically in Figure 1.

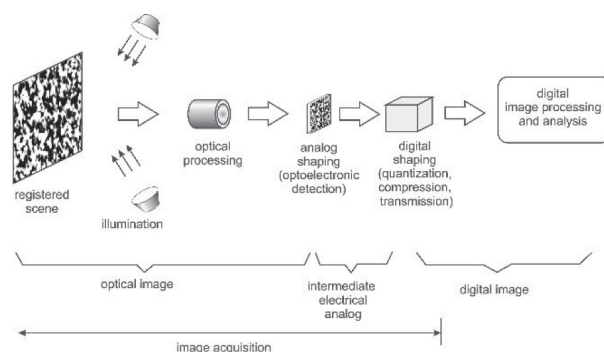


Fig. 1. Basic stages of image acquisition chain

In the case of coal particle size analysis, this task is particularly complex, as it is the most difficult type of rock to analyze due to its black surface color and the very low value of its surface reflection coefficient.

An additional impediment is the carbon shine, which changes the direction of light reflection and makes it difficult to analyze the shape and size of the grain. The situation is even more difficult in the case of wet coal; for example, due to the spraying of water associated with dust control. The black color of the rubber conveyor belt (especially when wet) makes it difficult to separate the analyzed objects (i.e., coal particles) from the background. Due to the above-mentioned factors, the ratio of the useful signal (brightness changes related to the size and shape of the particle surface) to the noise signal related to specular reflections and non-homogeneous illumination for the coal particle stream is much lower than for other mineral raw materials. Therefore, the machine vision size analysis systems used in rock mining and metal ore processing have not found wider use in coal mining applications. They require the development of specialized algorithms that take into account the special conditions described above and provide the adequate quality of the input image necessary for further analysis. As the image (analog or digital) is always the result of light reflected from the surface of the observed particle surface, special attention should be paid to providing adequate illumination. The light reflection from the particle surface is described by Lambert's law, and the shaded inter-particle spaces are the primary means for separating the touching particles. The best results can therefore be achieved with mixed illumination with a dominant contribution of side illumination, as it does not over-illuminate the inter-particle space [10].

Since only the surface layer of granular material is available for video analysis, there is the problem of evaluating the representativeness of this layer for the whole stream volume. Monte Carlo simulation studies [8] have shown that an important condition of this representativeness is to provide a relatively small layer thickness (i.e., comparable to the height of the largest grains) and to measure at the beginning of the belt, where the influence of vibrational segregation (the mechanically induced falling of the finest particles into the free spaces between the larger grains) is still negligibly small.

3. THREE-DIMENSIONAL IMAGE ACQUISITION

The real surface of the granular material stream is a three-dimensional surface; hence, the common disadvantage of two-dimensional image (grayscale or

color) analysis methods is the loss of direct depth information related to the third dimension (perpendicular to the two dimensions of the image plane) of both the individual particles as well as their entire population. Much more information can be obtained using the direct acquisition and analysis of three-dimensional images.

On the basis of the research carried out, it is possible to distinguish as particularly efficient (because of the use of the rectilinear motion of the conveyor belt) the following 3-D image acquisition methods [8, 11, 12]:

- stereovision [13, 14],
- laser triangulation,
- Time-of-Flight measurement.

Figures 2 and 3 compare the two-dimensional grayscale image and the corresponding height map; i.e., the three-dimensional image obtained by the Time-of-Flight measurement method. In this way, the three-dimensional images resulting from 3-D acquisition are characterized by a lower sensitivity to light irregularities and light reflections from the grain surface and, above all, make direct measurement of the height of both particular grains and the entire surface of the material stream possible.

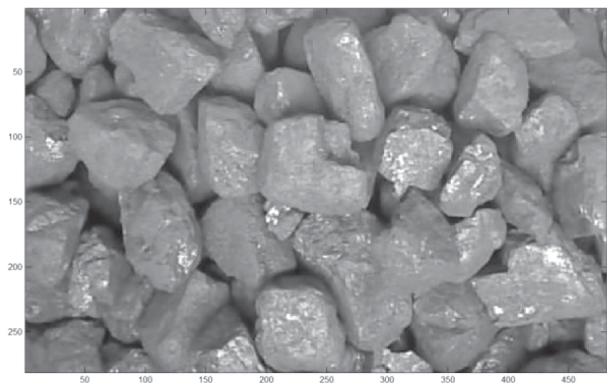


Fig. 2. Example area of coal stream surface

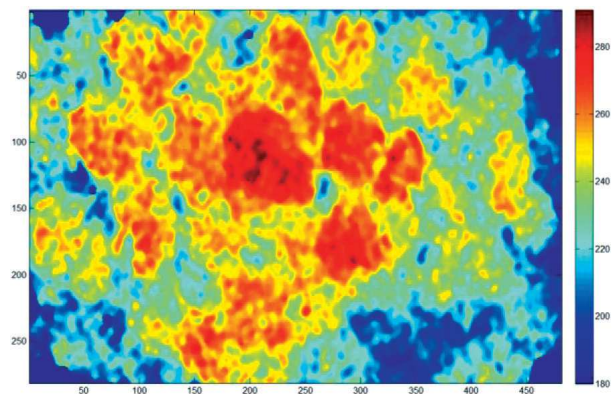


Fig. 3. Height map; i.e., three-dimensional image corresponding to surface of Figure 2

This allows for a more accurate estimation of the volume and mass of individual particles and makes it possible to determine the bulk density of the material (useful in many applications). It should be emphasized that the processing methods of three-dimensional and two-dimensional images are very similar in many aspects because the deepest (i.e., smallest height) inter-particle spaces defining the contours of the individual particles are at the same time the darkest areas (i.e., they have the lowest level of brightness) because of the high particle surface slope and shading associated with impeded illumination input.

4. IMAGE PROCESSING AND ANALYSIS

After image acquisition (i.e., digital recording), it is often necessary to apply a preprocessing stage in order to eliminate the interference caused by irregular illumination and local specular reflections from the shining fragments of the particle surface. The analyses [6] show that, in the case of uneven illumination, the best results can be obtained by intensity normalization based on the reference light pattern recorded on an empty belt. In order to eliminate specular reflection, image smoothing must be done in an adaptive manner so as not to blur the particle contours, making it difficult to precisely position and measure them. One method may be nonlinear diffusion, which locally smooths individual image areas to a varying degree depending on their local brightness or height gradient magnitudes [15].

After defining the particle contour [8, 9], it is necessary to determine the particle size in a manner corresponding to its behavior during sieve analysis, because sieving is accepted as a reference method for widespread industrial use. Since grain behavior during the screening process is determined by the two smallest of three orthogonal dimensions, one-parameter approximation methods (such as the diameter of the equivalent circle or the side of a square with an equivalent surface area of the grain contour) are too simplistic. The solution of this problem can be obtained by the elliptic approximation method, which allows us to describe the shape of the particle contour by means of an inertia equivalent ellipse. Grain behavior in the sieving process is determined by the shorter axis of the ellipse. An example of an elliptical approximation of a particle contour is shown in Figure 4.

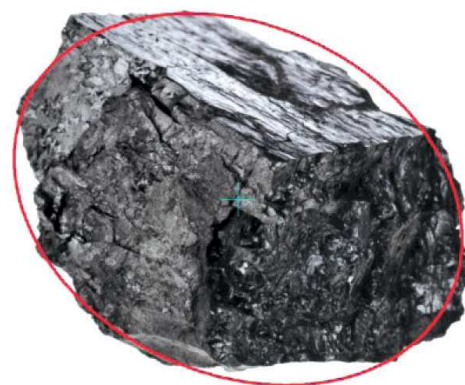


Fig. 4. Elliptical approximation of coal particle contour

For very fine particles, precise segmentation (which is necessary to individually describe and classify the individual particles) is a difficult and time-consuming task. Hence, it is convenient to use an alternative method in these cases that treats the entire area (or selected fragment of the area) of the granular material stream as a texture with size-specific statistical parameters. As a size-describing function of a granular material image, a spatial autocorrelation function can be assumed, as its local maxima simply correspond to the particle size most commonly encountered in the image [16]. This real autocorrelation function of a non-homogenous material can be expressed as a weighted sum of several basis functions determined for homogeneous samples corresponding to the reference particle size classes. The weight coefficients correspond to the proportion of individual grain classes in the total material stream. It is particularly important to select the algorithm for determining these weighting factors in a way that ensures the best possible representation of the empirically determined spatial autocorrelation function of the image (in the sense of the least squares method) and at the same time guarantees the physical meaning (i.e., limiting the range of coefficients to non-negative values). A good solution in this case may be the use of the NNLS (Non-Negative Least Squares) method [17].

5. POSSIBILITIES OF PRACTICAL APPLICATION

One of the simplest and (at the same time) very important practical ways to use the machine vision monitoring of particle size distribution may be the

detection of large (oversized) large grains (rock blocks) that may cause disturbances in the transportation process by jamming or damaging the reloading devices or other equipment [18]. Another area of the application of video monitoring can be the direct tuning of the mineral processing crucial parameters (e.g., separation densities). The case of gravitational enrichment in pulsation jigs can be particularly important, as these devices are the most sensitive to changes in particle size distribution. For different size classes, the shape of the separation curve changes – the finer grains are separated less precisely than the coarser grains. Due to the fact that the feed passage time through the whole jig bed is relatively long, an on-line machine vision analysis of the feed particle size distribution at the jig inlet (Fig. 5) makes a much faster correction of the separation density value possible (especially in technological layouts with multiple jigs or multiple passage separation) than in a system equipped only with a radiometric ash monitor at the jig output.

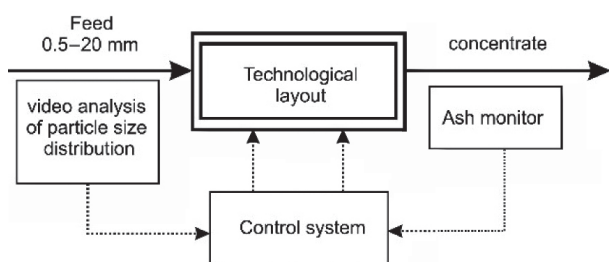


Fig. 5. Application of on-line machine-vision analysis of particle size distribution for continuous operation tuning of jig plant [8]

The calculations carried out in [8] show that, with high and frequent variability variation in the particle size distribution, application of the machine vision system can lead to a significant increase in the production value (achieved by the faster optimization of the separation densities in particular jigs). This can ensure a relatively quick cost reimbursement (in the order of several months or even weeks). In the case of 3-D image acquisition and processing, it is possible to extend monitoring system functionality by continuous measurement of the material stream bulk density (if the video monitoring system is connected to the conveyor belt scales [19]) and to control the uniformity of the material distribution on the conveyor belt. An example proposal of such a system is shown in Figure 6.

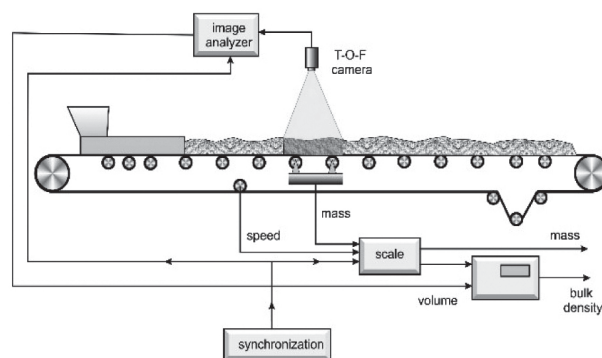


Fig. 6. Example of dynamic bulk density measurement of granular material stream

6. CONCLUSIONS

Advances in the field of optoelectronic technology make the development of video monitoring systems for grain size composition and the volume flow of raw material streams possible. Such systems can be used for the tuning of gravitational enrichment processes as well as for the video monitoring of belt conveyor system operation. The correct acquisition of two-dimensional images requires the proper illumination. Much more information can be obtained by using 3-D image acquisition and processing methods. Three-dimensional images contain direct information on the height of both the particular grains as well as the entire surface of the material stream.

References

- [1] Latham J.P., Kemeny J., Maerz N., Noy M.: *A blind comparison between results of four image analysis systems using a photo-library of piles of sieved fragments*, "Fragblast" 2003, 7: 105–132.
- [2] Maerz N.H.: *Image sampling techniques and requirements for automated image analysis of rock fragmentation*, Proceedings of the FRAGBLAST 5 Workshop on Measurement of Blast Fragmentation, Montreal 1996.
- [3] Maerz N.H.: *Online Fragmentation Analysis: Achievements in the Mining Industry*, Centre for Aggregates Research (ICAR) Seventh Annual Symposium Proceedings, Austin 1999.
- [4] Palangio T.W., Palangio T.C.: Maerz N.H.: *Advanced automatic optical blast fragmentation sizing and tracking*, European Federation of Explosives Engineers, Brighton 2005.
- [5] Kemeny J., Devgan A., Hagaman R.: *Analysis of Rock Fragmentation using Digital Image Processing*, "Journal of Geotechnical Engineering" 1993, 119: 1144–1160.
- [6] Trybalski K.: *Kontrola, modelowanie i optymalizacja procesów technologicznych przeróbki rud*, Wydawnictwa AGH, Kraków 2013.
- [7] Szponder-Kołakowska D.K., Trybalski K.: *Nowoczesne metody i urządzenia pomiarowe w badaniu właściwości surowców i odpadów mineralnych*, Wydawnictwa AGH, Kraków 2014.

- [8] Heyduk A.: *Metody akwizycji i przetwarzania obrazów dwuwymiarowych i trójwymiarowych w wizyjnej analizie granulometrycznej*, Monografia nr 669, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2017.
- [9] Heyduk A.: *Etapy segmentacji obrazu w wizyjnym układzie analizy składu ziarnowego*, "Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa" 2008, 1: 12–15.
- [10] Heyduk A.: *Wpływ warunków oświetleniowych na segmentację obrazu w systemie wizyjnej analizy składu ziarnowego*, "Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa" 2005, 10: 21–29.
- [11] Heyduk A.: *Laser triangulation in 3-dimensional granulometric analysis*, "Archives of Mining Science" 2016, 1: 15–27.
- [12] Heyduk A.: *Metody stereowizyjne w analizie składu ziarnowego*, "Systemy Wspomagania w Inżynierii Produkcji" 2017, 2: 103–113.
- [13] Cyganek B.: *Wprowadzenie do pomiaru głębi obrazu za pomocą stereoskopowego układu kamer*, "Przegląd Spawalnictwa" 2013, 3: 38–43.
- [14] Cyganek B., Siebert P.J.: *An introduction to 3D Computer Vision Techniques and Algorithms*, John Wiley & Sons, Chichester 2009.
- [15] Heyduk A.: *Morfologiczne i dyfuzyjne algorytmy wstępnego przetwarzania obrazu w układzie wizyjnej analizy składu ziarnowego*, "Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa" 2006, 9: 39–46.
- [16] Heyduk A.: *Teksturalne (niesegmentacyjne) metody wizyjnej oceny składu ziarnowego*, "Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa" 2010, 3: 16–24.
- [17] Lawson C.L., Hanson R.J.: *Solving Least Square Problems*, SIAM, Philadelphia 1995.
- [18] Cabello A., Sanchez M., Delgado J.: *A New Approach to Identify Big Rocks with Applications to the Mining Industry*, "Real-Time Imaging", 2002, 8: 1–9.
- [19] Heyduk A.: *Bulk density estimation using a 3-dimensional image acquisition and analysis system*, Mineral Engineering Conference MEC 2016, Świeradów-Zdrój 2016.

*ADAM HEYDUK, Ph.D., Eng.
Faculty of Mining and Geology
Silesian University of Technology
ul. Akademicka 2, 44-100 Gliwice, Poland
Adam.Heyduk@polsl.pl*

ADAM HEYDUK

Wizyjny monitoring i analiza granulometryczna nadawy

W artykule przedstawiono wybrane zagadnienia związane z wykorzystaniem technik wizyjnych do celów analizy składu ziarnowego. Opisano podstawowe etapy i uwarunkowania akwizycji obrazów materiału ziarnistego, a następnie ich dalszego przetwarzania i analizy. Sformułowano zalety akwizycji i przetwarzania obrazów trójwymiarowych w porównaniu z dwuwymiarowymi. Przedstawiono potencjalne obszary zastosowań związane z nadzorowaniem transportu materiałów, optymalizacją procesów wzbogacania grawitacyjnego oraz pomiarami gęstości nasypowej.

Słowa kluczowe: pomiary składu ziarnowego, analiza obrazu, przeróbka węgla

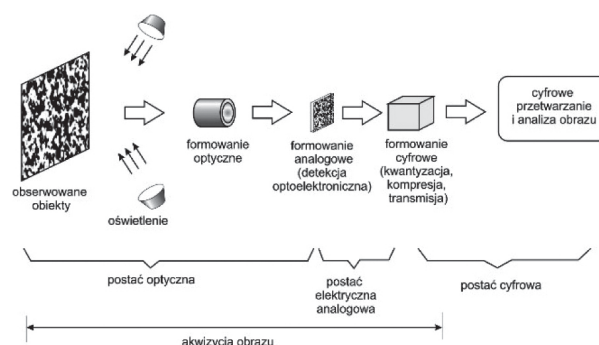
1. WSTĘP

Wzrok jest jednym z najważniejszych zmysłów, dostarczającym większość informacji przetwarzanych przez ludzki umysł. Efektywność wizualnej oceny otaczającego świata skłania do poszukiwania sposobów algorytmizacji przetwarzania informacji obrazowej z wykorzystaniem nowoczesnych środków techniki obliczeniowej. Od wielu lat podejmuje się próby wykorzystania informacji wizyjnej w przeróbce surowców mineralnych. Prace nad zastosowaniem przetwarzania obrazów do celów analizy granulometrycznej prowadzone były pod kątem oceny składu ziarnowego surowców skalnych (np. w kamieniołomach), gdyż była to najbardziej efektywna metoda określania rozmiaru dużych bloków skalnych, niepodlegających analizie sitowej. Pierwsze badania były realizowane na podstawie analizy skanowanych zdjęć uzyskanych metodą fotochemiczną. Efekty robót strzałowych oceniano w oświetleniu naturalnym na podstawie zdjęć statycznych [1–4]. Rozwój metod wizyjnych jest ściśle związany z postępem w dziedzinie technologii optoelektronicznych, obniżającym koszty i podwyższającym parametry dostępnych cyfrowych kamer i aparatów fotograficznych oraz wzrost mocy obliczeniowej systemów komputerowych umożliwiającą przetwarzanie złożonych (tzn. obejmujących bardzo dużą liczbę ziaren, zwłaszcza odwzorowanych w wysokiej rozdzielczości). Oprócz analizy granulometrycznej skał w kamieniołomach i górnictwie odkrywkowym jako potencjalny obszar zastosowań monitoringu wizyjnego wymienić można analizę składu

ziarnowego urobku w skrzyniach wozów kolejowych lub samochodów ciężarowych [4, 5] oraz analizę mikroskopowych obrazów najdrobniejszych ziaren w środowisku wodnym [6] oraz popiołów lotnych [7]. W niniejszej pracy skoncentrowano się na zagadnieniu monitoringu strumienia ziaren przemieszczających się na taśmie przenośnika [8].

2. AKWIZYCJA OBRAZÓW DWUWYMIAROWYCH

Akwizycja obrazu, czyli jego pozyskanie (przez odpowiedni układ optyczny, a następnie optoelektroniczny) i zachowanie w postaci cyfrowej, jest pierwszym elementem wieloetapowego przetwarzania obrazu, warunkującym efektywność jego dalszej analizy [8, 9]. Podstawowe etapy procesu akwizycji obrazu od obiektu rzeczywistego aż do postaci cyfrowej przedstawiono schematycznie na rysunku 1.



Rys. 1. Podstawowe etapy akwizycji obrazu

W przypadku analizy ziaren węgla kamiennego zadanie to jest szczególnie skomplikowane, gdyż jest to skała najtrudniejsza do analizy wizyjnej ze względu na czarną barwę i związaną z tym bardzo niską wartość współczynnika odbicia światła. Dodatkowym utrudnieniem jest występujący w przypadku węgla połysk, zmieniający kierunek odbicia światła i utrudniający analizę kształtu i rozmiaru ziarna. Jeszcze trudniejsza staje się sytuacja w przypadku węgla mokrego, np. w wyniku zraszania wodą związanego ze zwalczaniem zapylenia. Można tu jeszcze wspomnieć o czarnym kolorze gumowej taśmy przenośnika – zwłaszcza mokrej – utrudniającym wyodrębnienie analizowanych obiektów (czyli ziaren) od tła. Z uwagi na wyżej wymienione czynniki stosunek sygnału użytkowego – czyli zmian jasności związanych z rozmiarem i kształtem powierzchni ziaren do szumu związanego z odbiciami i niejednorodnym oświetleniem jest w przypadku węgla znacznie mniej korzystny niż w przypadku innych surowców mineralnych. Dlatego też systemy analizy wizyjnej – choć stosowane w górnictwie skalnym i rud metali, nie znalazły dotąd szerszego zastosowania w górnictwie węglowym. Wymaga to bowiem opracowania wyspecjalizowanych algorytmów uwzględniających powyższe uwarunkowania oraz zapewnienia odpowiedniej jakości obrazu wejściowego. Ponieważ obraz (analogowy lub cyfrowy) jest zawsze wynikiem odbicia światła od powierzchni obserwowanych obiektów (ziaren) to szczególną uwagę należy zwrócić na zapewnienie odpowiedniego oświetlenia. Zjawisko odbicia światła od powierzchni ziarna opisane jest prawem Lamberta, a podstawowym elementem pozwalającym wyodrębnić stykające się ze sobą ziarna są zacienione przestrzenie międzyziarnowe. Dlatego najlepsze efekty uzyskuje się przy oświetleniu mieszanym, z dominującym udziałem oświetlenia bocznego, ponieważ nie rozświetla ono nadmiernie przestrzeni międzyziarnowych [10].

W analizie wizyjnej dostępna jest jedynie powierzchniowa warstwa materiału ziarnistego, dlatego powstaje problem oceny reprezentatywności tej warstwy dla całości strumienia. Przeprowadzone z wykorzystaniem metody Monte Carlo badania symulacyjne [8] wykazały, że istotnym warunkiem tej reprezentatywności jest zapewnienie stosunkowo niewielkiej (tzn. porównywalnej z wysokością największych ziaren) grubości warstwy oraz dokonywanie pomiaru na początku taśmy – czyli tam, gdzie wpływ zjawiska segregacji wibracyjnej – powodującej wpadanie mniej-

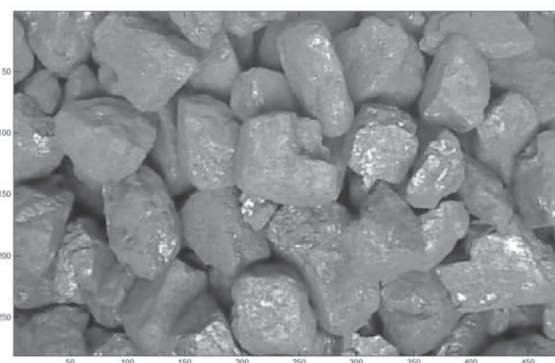
szych ziaren pomiędzy większe – jest jeszcze pomijalnie mały.

3. AKWIZYCJA OBRAZÓW TRÓJWYMIAROWYCH

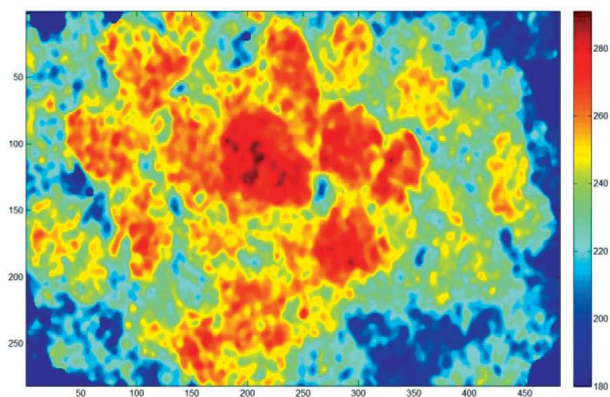
Rzeczywista powierzchnia strumienia materiału ziarnistego jest trójwymiarowa. Stąd też wspólną wadą metod związanych z analizą obrazów dwuwymiarowych (monochromatycznych lub wielobarwnych) jest utrata bezpośredniej informacji związanej z trzecim – tzn. prostopadłym do dwóch wymiarów płaszczyzny obrazu – wymiarem zarówno pojedynczych ziaren, jak i całego ich zbioru. Stąd też znacznie pełniejszą informację można uzyskać, stosując akwizycję, a następnie analizę obrazów trójwymiarowych. Na podstawie przeprowadzonych badań można tu wyróżnić jako szczególnie efektywne (bo wykorzystujące prostoliniowy ruch taśmy przenośnika) metody [8, 11, 12]:

- stereowizję [13, 14],
- triangulację laserową,
- pomiar czasu przelotu sygnału (T-o-F Time of Flight).

Na rysunkach 2 i 3 porównano obraz dwuwymiarowy i odpowiadającą mu mapę wysokości, czyli obraz trójwymiarowy uzyskany metodą pomiaru czasu przelotu. Uzyskiwane w ten sposób obrazy trójwymiarowe charakteryzują się – w porównaniu z obrazami dwuwymiarowymi – mniejszą wrażliwością na nierównomierność oświetlenia oraz odbłaski światła od powierzchni ziaren, a przede wszystkim umożliwiają bezpośredni pomiar wysokości zarówno poszczególnych ziaren, jak i całej powierzchni strumienia materiału.



Rys. 2. Przykładowy fragment powierzchni strumienia węgla



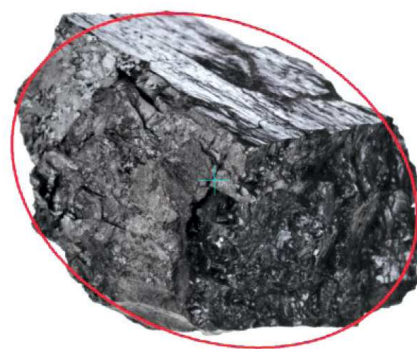
Rys. 3. Mapa wysokości, czyli obraz trójwymiarowy odpowiadający powierzchni z rysunku 2

Umożliwia to dokładniejsze oszacowanie objętości i masy ziaren oraz wyznaczenie – przydatnej w wielu zastosowaniach – gęstości nasypowej strumienia materiału. Należy podkreślić, że metody przetwarzania obrazów trójwymiarowych i dwuwymiarowych są do siebie w wielu aspektach bardzo zbliżone z uwagi na fakt, że najgłębsze (czyli o najmniejszej wysokości) obszary przestrzeni międzyziarnowych, wyznaczające kontury poszczególnych ziaren są jednocześnie obszarami najciemniejszymi, czyli charakteryzują się najniższym poziomem jasności – z uwagi na duże nachylenie ścian ziaren oraz zacienienie związane z utrudnionym dopływem światła.

4. PRZETWARZANIE I ANALIZA OBRAZU

Po dokonaniu akwizycji obrazu (czyli zarejestrowaniu go w postaci cyfrowej) niezbędne jest jego wstępne przetworzenie w celu likwidacji zakłóceń wywołanych nierównomiernością oświetlenia oraz lokalnymi odbłaskami od błyszczących fragmentów powierzchni ziaren. Przeprowadzone analizy [10] wykazały, że w przypadku nierównomierności oświetlenia najlepsze efekty można uzyskać, stosując normalizację oświetlenia na podstawie nierównomierności wzorcowej zarejestrowanej na pustej taśmie. Wygładzanie obrazu – w celu likwidacji odbłasków – musi być dokonywane w sposób adaptacyjny, tak aby nie doprowadzić do „rozmycia” krawędzi ziaren, utrudniających ich precyzyjną lokalizację. Jednym ze sposobów może być metoda nieliniowej dyfuzji, wygładzającej poszczególne obszary obrazu w stopniu zależnym od występującego w nich gradientu jasności lub wysokości [15].

Po określeniu konturu ziarna [8, 9] niezbędne jest wyznaczenie rozmiarów ziarna w sposób odpowiadający jego zachowaniu w trakcie analizy sitowej, przyjmowanej – ze względu na szerokie rozpowszechnienie w przemyśle – jako metoda odniesienia. Ponieważ o zachowaniu ziarna w trakcie procesu przesiewania decydują dwa najmniejsze spośród trzech wymiarów, to metody aproksymacji jednoparametrowej (np. średnica zastępczego koła lub bok kwadratu o powierzchni równoważnej powierzchni wnętrza konturu ziarna) stanowią zbyt duże uproszczenie. Rozwiązaniem tego problemu może być metoda aproksymacji eliptycznej, pozwalająca opisać kształt konturu ziarna za pomocą zastępczej elipsy. O zachowaniu ziarna w procesie przesiewania decyduje wówczas krótsza oś elipsy. Przykład eliptycznej aproksymacji konturu ziarna przedstawiono na rysunku 4.



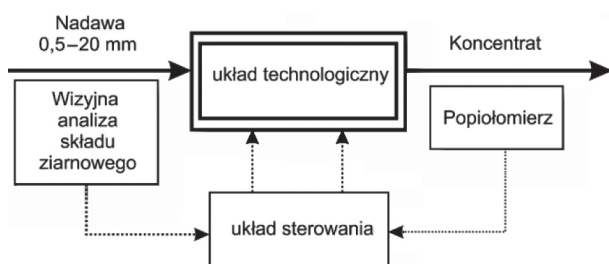
Rys. 4. Przykład eliptycznej aproksymacji konturu ziarna

W przypadku ziaren bardzo drobnych precyzyjna segmentacja – pozwalająca indywidualnie opisać i zaklasyfikować poszczególne ziarna – jest zadaniem trudnym i czasochłonnym. Stąd też w tych przypadkach dogodnie jest zastosowanie metody alternatywnej, traktującej cały obszar (lub fragment obszaru) strumienia materiału jako teksturę o określonych parametrach statystycznych. Jako funkcję dobrze opisującą obraz materiału ziarnistego można przyjąć funkcję autokorelacji ze względu na fakt, że jej lokalne maksima w prosty sposób odpowiadają najczęściej spotykanym w danym obrazie rozmiarom ziaren [16]. Funkcję taką dla materiału o zróżnicowanym uziarnieniu można wyrazić jako sumę ważoną kilku funkcji wyznaczonych dla próbek jednorodnych odpowiadających „wzorcowym” klasom ziarnowym. Współczynniki wagowe odpowiadają wówczas udziałom poszczególnych klas ziarnowych w całości strumienia materiału. Szczególnie istotny jest tutaj dobór algorytmu wyznaczania tych współczynników wagowych

w sposób zapewniający możliwie najlepsze (w sensie metody najmniejszych kwadratów) odwzorowanie wyznaczonej empirycznie funkcji autokorelacji obrazu, a jednocześnie gwarantujący sens fizyczny, czyli ograniczenie zakresu zmienności współczynników do wartości nieujemnych. Dobrym rozwiązaniem może tu być zastosowanie metody NNLS (Non-Negative Least Squares) [17].

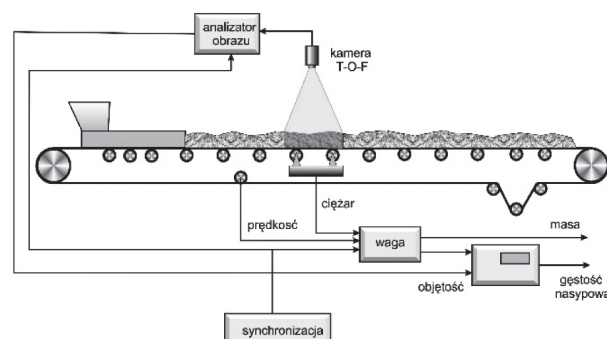
5. MOŻLIWOŚCI PRAKTYCZNEGO WYKORZYSTANIA

Jednym z najprostszych – a jednocześnie istotnych z praktycznego punktu widzenia – sposobów wykorzystania wizyjnego monitoringu składu ziarnowego może być detekcja zbyt dużych ziaren (bloków skalnych) mogących spowodować zakłócenia w procesie transportowym, przez zablokowanie lub uszkodzenie urządzeń przeładowniczych [18]. Kolejnym obszarem zastosowań monitoringu wizyjnego może być bezpośrednie sterowanie parametrami procesów przerobczych (np. gęstością rozdziału). Szczególne znaczenie może to mieć w przypadku wzbogacania grawitacyjnego w osadzarkach pulsacyjnych, ponieważ są to urządzenia najbardziej wrażliwe na zmiany składu ziarnowego. W przypadku różnych klas ziarnowych zmienia się kształt krzywej rozdziału – ziarna drobniejsze wzbogacane są mniej dokładnie niż ziarna grubsze. Z uwagi na fakt, że czas przejścia nadawy przez łoże osadzarki jest stosunkowo długi, to – prowadzona w czasie rzeczywistym – wizyjna analiza składu ziarnowego nadawy na wejściu osadzarki (rys. 5) pozwala znacznie szybciej skorygować wartość gęstości rozdziału (zwłaszcza w układach z wieloma osadzarkami lub z wzbogacaniem wielokrotnym) niż w przypadku układu wyposażonego jedynie w popiolomierz radiometryczny na wyjściu osadzarki.



Rys. 5. Wykorzystanie ciągłej wizyjnej analizy składu ziarnowego do sterowania pracą układu technologicznego osadzarki [8]

Obliczenia przeprowadzone w [8] wskazują, że przy dużej i częstej zmienności składu ziarnowego może to prowadzić do istotnego wzrostu wartości produkcji (uzyskanego przez szybszą optymalizację gęstości rozdziału w poszczególnych osadzarkach), zapewniającego stosunkowo szybki zwrot poniesionych nakładów inwestycyjnych (rzędu kilkunastu lub kilkudziesięciu dni). W przypadku akwizycji i przetwarzania obrazów trójwymiarowych możliwe jest rozszerzenie funkcjonalności układów monitorujących o ciągły pomiar gęstości nasypowej strumienia materiału (jeśli układ monitoringu wizyjnego sprzężony jest z wagą taśmociągową [19]) oraz o kontrolę równomierności rozłożenia materiału na taśmie przenośnika. Przykład propozycji takiego systemu przedstawiono na rysunku 6.



Rys. 6. Przykład dynamicznego pomiaru gęstości nasypowej strumienia materiału

6. PODSUMOWANIE

Postęp w dziedzinie technologii optoelektronicznych umożliwia tworzenie układów wizyjnego monitoringu składu ziarnowego oraz objętości strumienia surowców mineralnych. Układy takie mogą znaleźć zastosowanie w optymalizacji procesów wzbogacania grawitacyjnego oraz w układach monitoringu pracy układów transportowych. Poprawna akwizycja obrazów dwuwymiarowych wymaga odpowiedniego oświetlenia. Pełniejszą informację można uzyskać, stosując metody akwizycji i przetwarzania obrazów trójwymiarowych, zawierających bezpośrednią informację o wysokości zarówno poszczególnych ziaren, jak i całej powierzchni strumienia materiału.

Literatura

- [1] Latham J.P., Kemeny J., Maerz N., Noy M.: *A blind comparison between results of four image analysis systems using a photo-library of piles of sieved fragments*, „Fragblast” 2003, 7: 105–132.

- [2] Maerz N.H.: *Image sampling techniques and requirements for automated image analysis of rock fragmentation*, Proceedings of the FRAGBLAST 5 Workshop on Measurement of Blast Fragmentation, Montreal 1996.
- [3] Maerz N.H.: *Online Fragmentation Analysis: Achievements in the Mining Industry*, Centre For Aggregates Research (ICAR) Seventh Annual Symposium Proceedings, Austin 1999.
- [4] Palangio T.W., Palangio T.C., Maerz N.H.: *Advanced automatic optical blast fragmentation sizing and tracking*, European Federation of Explosives Engineers, Brighton 2005.
- [5] Kemeny J., Devgan A., Hagaman R.: *Analysis of Rock Fragmentation using Digital Image Processing*, „Journal of Geotechnical Engineering” 1993, 119: 1144–1160.
- [6] Trybalski K.: *Kontrola, modelowanie i optymalizacja procesów technologicznych przeróbki rud*, Wydawnictwa AGH, Kraków 2013.
- [7] Szponder-Kołąkowska D.K., Trybalski K.: *Nowoczesne metody i urządzenia pomiarowe w badaniu właściwości surowców i odpadów mineralnych*, Wydawnictwa AGH, Kraków 2014.
- [8] Heyduk A.: *Metody akwizycji i przetwarzania obrazów dwuwymiarowych i trójwymiarowych w wizyjnej analizie granulometrycznej*, Monografia nr 669, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2017.
- [9] Heyduk A.: *Etapy segmentacji obrazu w wizyjnym układzie analizy składu ziarnowego*, „Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa” 2008, 1: 12–15.
- [10] Heyduk A.: *Wpływ warunków oświetleniowych na segmentację obrazu w systemie wizyjnej analizy składu ziarnowego*, „Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa” 2005, 10: 21–29.
- [11] Heyduk A.: *Laser triangulation in 3-dimensional granulometric analysis*, „Archives of Mining Science” 2016, 1: 15–27.
- [12] Heyduk A.: *Metody stereowizyjne w analizie składu ziarnowego*, „Systemy Wspomagania w Inżynierii Produkcji” 2017, 2: 103–113.
- [13] Cyganek B.: *Wprowadzenie do pomiaru głębi obrazu za pomocą stereoskopowego układu kamer*, „Przegląd Spawalnictwa” 2013, 3: 38–43.
- [14] Cyganek B., Siebert P.J.: *An introduction to 3D Computer Vision Techniques and Algorithms*, John Wiley & Sons, Chichester 2009.
- [15] Heyduk A.: *Morfologiczne i dyfuzyjne algorytmy wstępnego przetwarzania obrazu w układzie wizyjnej analizy składu ziarnowego*, „Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa” 2006, 9: 39–46.
- [16] Heyduk A.: *Teksturalne (niesegmentacyjne) metody wizyjnej oceny składu ziarnowego*, „Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa” 2010, 3: 16–24.
- [17] Lawson C.L., Hanson R.J.: *Solving Least Square Problems*, SIAM, Philadelphia 1995.
- [18] Cabello A., Sanchez M., Delgado J.: *A New Approach to Identify Big Rocks with Applications to the Mining Industry*, „Real-Time Imaging” 2002, 8: 1–9.
- [19] Heyduk A.: *Bulk density estimation using a 3-dimensional image acquisition and analysis system*, Mineral Engineering Conference MEC 2016, Świeradów-Zdrój 2016.

dr inż. ADAM HEYDUK
Wydział Górnictwa i Geologii
Politechnika Śląska
ul. Akademicka 2, 44-100 Gliwice
Adam.Heyduk@polsl.pl

PIOTR CHELUSZKA

PIOTR SOBOTA

GRZEGORZ GŁUSZEK

Experimental investigation of dynamic impact of roadheader on floor

This article presents the selected results of experimental examinations performed on the test stand in the Technological Hall of the Faculty of Mining and Geology at the Silesian University of Technology in which an R-130 roadheader (by Famur S.A.) is installed. During the examinations, the courses of dynamic load were determined in the points of the roadheader's boom support during its operation. In order to determine the impact of the cutting process on the strengths transferred onto the floor, the distribution of the static load of the roadheader's supports caused by its own weight with its changing center of gravity caused by the boom deflecting were determined. During the examinations, the size and nature of the dynamic impact of the roadheader on the floor in its support points while cutting the surface of the block made of equivalent materials (cement and sand masses) of various uniaxial compressive strength (UCS) was determined experimentally. The nature of the roadheader's chassis vibrations caused by cutting as well as the changeability of the location of its anchorage point with the movement of the cutting heads on the surface being mined result in high load fitfully in the roadheader's support points. The dynamic impact of the roadheader on the floor also has a strongly dynamic character.

Key words: roadheader, cutting process, dynamic load, floor reaction, experimental investigations

1. INTRODUCTION

Numerous observations of the operation of boom-type roadheaders carried out under service conditions and simulation examinations performed in various scientific centers show that the cutting process of especially rocks of low workability (hard rocks) is a source of strongly enforced vibrations and dynamic loads [1–5]. These are present mostly in the roadheader's subassemblies, including the cutting system in the form of a boom with the cutting head's drive installed on it. They are, however, transferred further on through structural joints to the turntable, the roadheader's main frame, and other of the roadheader's subassemblies connected with it. The vibrations generated by the cutting process by the roadheader's supports are transferred to the floor of the tunnel.

The component of the vibrations of the roadheader's body perpendicular to the floor is especially important from the point of view of the dynamic impact of the roadheader on the rock mass surrounding the tunnel. The high intensity of the vibrations that may lead to even a momentary loss of contact with the floor by the roadheader is a source of strong loads of an impact character. These may be the reason for the shaking of a para-seismic nature. The types of vibrations caused by human activity (including, for example, mining extraction or of a transportation origin) have a negative impact on the environment as well as the population [6–8]. The dynamic strengths of the roadheader's impact on the floor may then be the reason for its degradation as a result of exceeding its uniaxial compressive strength (UCS) or resistance to surface pressure. The effect is especially undesirable in tunnels with long service lives, as this leads to

the necessity of floor reconstruction in order to adjust its condition to the requirements resulting from the function of the tunnels (e.g. transportation).

The roadheader is not rigidly fixed in the tunnel, so it is the frictional contact between its supports and the floor that essentially decides about maintaining stability. The contact results from the value of the friction coefficient between the surfaces that are in contact and with the roadheader's pressing force to the floor in the place of its support. The support of the roadheader on the floor when mining the surface of the heading face is performed with the use of a loading device – from the front and bracing jack(s) at the back of the roadheader. In theory, we then have the linear support along the front edge of the loading device and point support on the bracing jack. In reality, however, the loading table may also have a contact point with the floor as a result of floor irregularity or a rock mass present on it. The roadheader's body vibrations that are perpendicular to the floor surface may be the reason for the significant reduction of the frictional contact strength values and even the loss of adhesion to the floor by the roadheader in its support points. As a consequence, it will lead to a reduction or even loss of the possibility of balancing the forces that act on the roadheader's body on the plane that is parallel to the floor from mining and loss of stability by the roadheader (its uncontrolled movement along the floor surface). If this is the case, an efficient realization of the cutting process will not be possible.

Taking into account the possibility of the effective and safe mining of rocks (especially those of low workability using a boom-type roadheader), it is really important to determine the size and character

of the dynamic impact of the types of machines on the floor. One of the ways of identifying the impact is to measure the reaction forces acting on the floor during the cutting process. From a technical point of view, the task is not easy to perform, especially when the measurement takes place under service conditions (in the underground roadway of a mine or while drilling a tunnel). However, the easy-to-use measuring systems that allow for the measuring of the normal floor reaction reduced to force as well as matrix sensors (measuring mats) are already known. The first ones are commonly applied to the needs of controlling the vehicle load in the road and railway transportation [9, 10]. In turn, the measuring mats allow us to measure the pressures [11]. In the examinations on self-propelled machines, they may be used for the purposes of determining the real distribution of the machine chassis pressure on the floor. The solutions, however, are not suitable for examinations on the dynamic impact of the roadheader on the floor, as they do not allow us to measure reaction in the case of losing contact with the floor by the machine.

The measurements of the dynamic impact of the boom-type roadheader on the floor were carried out on the test stand in the Technological Hall of the Faculty of Mining and Geology at the Silesian University of Technology. They were performed while cutting on a block made of equivalent materials (cement and sand masses of various UCS) using an R-130 roadheader made by Famur S.A. In order to do this, the roadheader was placed on four supports constructed especially for it [12] – Figure 1. In each support, four tensometric single-axis (compression) force sensors have been built-in: two for measuring

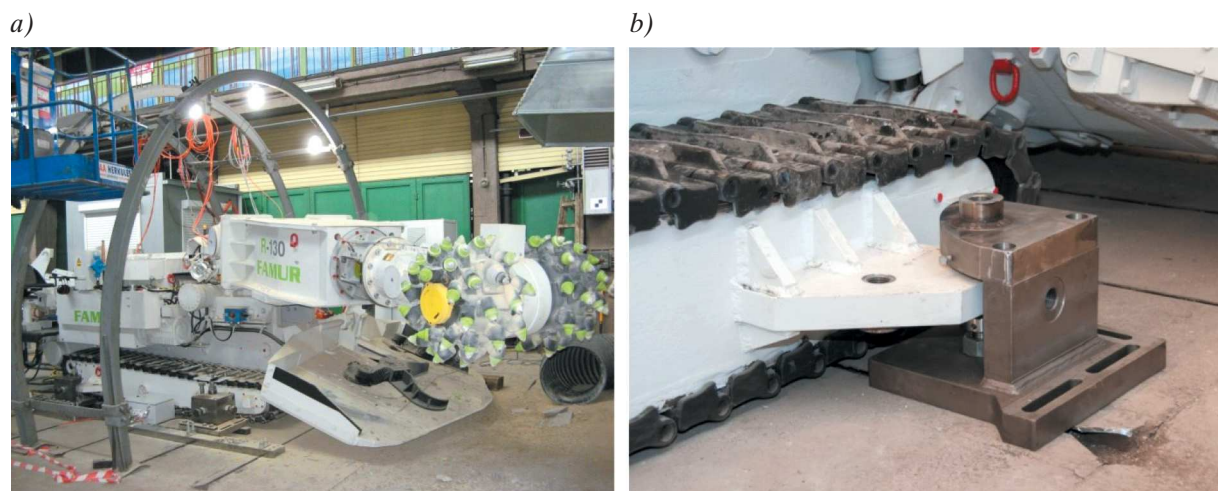


Fig. 1. Method of locating R-130 roadheader at test stand on four supports (a) and view of one support equipped with four tensometric force sensors (b) [12]

the forces on the plane parallel to the floor (longitudinal and transverse reaction), and two for measuring the reaction perpendicular to the floor. The application of two force sensors in the direction perpendicular to the floor results from the possible return of the reaction component during the cutting process. Depending on the distribution of forces acting on the roadheader, it may be pushed in the given support point to the floor or lifted upwards. The measuring system applied during the experimental examinations allows us to determine the value of force necessary to ensure a balance in each of the roadheader's support points, even in the cases when the roadheader may lose its contact with the floor under real conditions.

The article presents the selected results of our experimental examinations. The reaction components in the roadheader's support points acting in the directions perpendicular to the floor have been analyzed.

2. ROADHEADER'S WEIGHT LOAD ANALYSIS

In order to identify the distribution of reactions transferred onto the floor, the roadheader was placed on a system of supports located in pairs on each side of it (Fig. 2).

The analysis of the dynamic impact of the roadheader's chassis on the floor at the support points was carried out based on a series of measurements for various boom positions while cutting on the cement and sand block. Because of the change of the boom location during the cutting process, an analysis of the impact of the boom position on the distribution of the support loads perpendicular to the floor (Z axis) from the roadheader's weight was carried out first. The analysis was based on the measurements of the pressure value on the given supports with various settings of the roadheader's boom's deflecting angle in vertical plane α_V (perpendicular to the floor) and in the full range of the boom deflecting angle on the plane parallel to floor α_H .

In order to determine the reference level, the courses of the forces in the supports without cutting (from the roadheader's weight) were registered. The courses of the loads in the supports towards the Z axis depending on the boom location that influences the location of the roadheader's center of gravity were determined. When deflecting the boom, the roadheader's center of gravity changes because of the movement of the boom and the moving part of the roadheader's turntable. Therefore, the values of the forces acting on the given supports with the boom

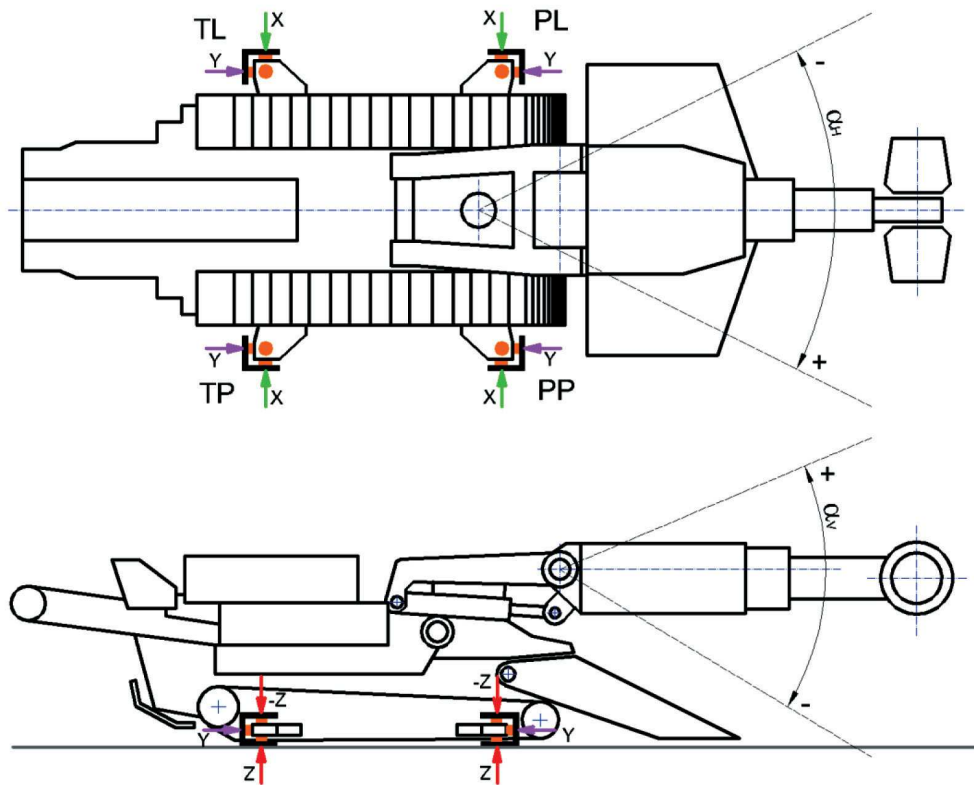


Fig. 2. Diagram of support system location and reaction directions on force sensors: PL – front-left support; PP – front-right support; TL – back-left support; TP – back-right support

deflecting on the plane parallel to the floor (Fig. 3) change. The front supports (PP and PL) are the most loaded. Because of the location of the roadheader's center of gravity, their values change the most while deflecting the boom.

The four supports of the examined roadheader make up a system that is statically indeterminate; this is why the distribution of loads perpendicular to the floor on the given supports depends on the supports' performance, floor flatness, accuracy of settings of the pressure sensors, and rigidity of the roadheader's support system. In order to eliminate the impact of all of these factors, the sum of the loads in the front (PP+PL) and back supports (TP+TL) was determined, which allows for stating the location of the roadheader's center of gravity in relation to the front supports. The sum of the loads in the right (PP+TP) and left supports (PL+TL) was also de-

termined, which allows for stating the distance of the center of gravity from the roadheader's longitudinal axis (Fig. 4).

The sum of the loads registered in the front (PP+PL) and back supports (TP+TL) as well as the sum of the loads registered in the right (PP+TP) and left supports (PL+TL) within the whole range of the boom deflecting on the plane parallel to the floor $-35^\circ \leq \alpha_H \leq +35^\circ$ (Fig. 5) for two locations of the boom on the plane perpendicular to the floor $\alpha_V = 0^\circ$ (boom located horizontally) and $\alpha_V = +16^\circ$ (boom lifted upwards) are shown in Figure 4. For the boom set horizontally along the roadheader's axis ($\alpha_V = 0^\circ$; $\alpha_H = 0^\circ$), the cumulative load of the roadheader's front supports (PP+PL) is 232 kN, which makes up 88% of the whole roadheader's weight. The roadheader's center of gravity determined in the way referred to in [13] is located in this case at

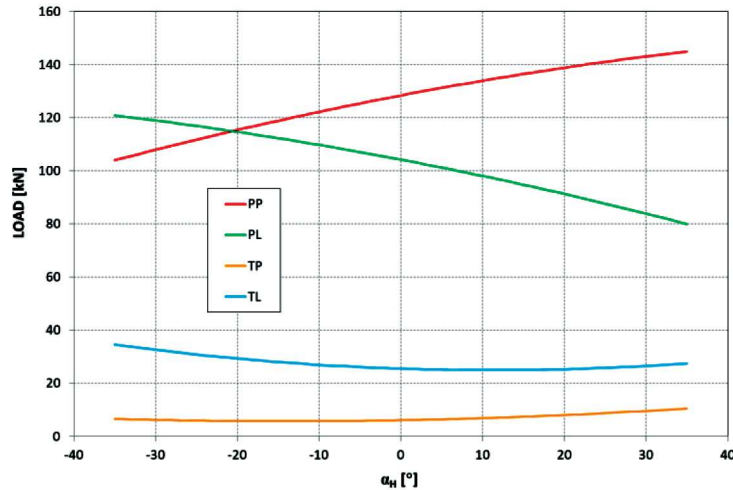


Fig. 3. Support load caused by roadheader's weight in direction perpendicular to floor (towards Z axis)

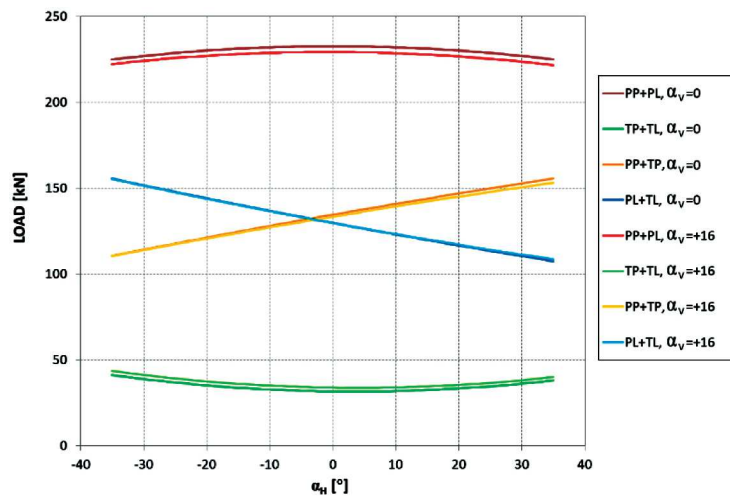


Fig. 4. Sum of registered loads of front (PP+PL) and back supports (TP+TL) and right (PP+TP) and left supports (PL+TL) caused by roadheader's weight for two boom deflecting angle values in plane perpendicular to floor α_V

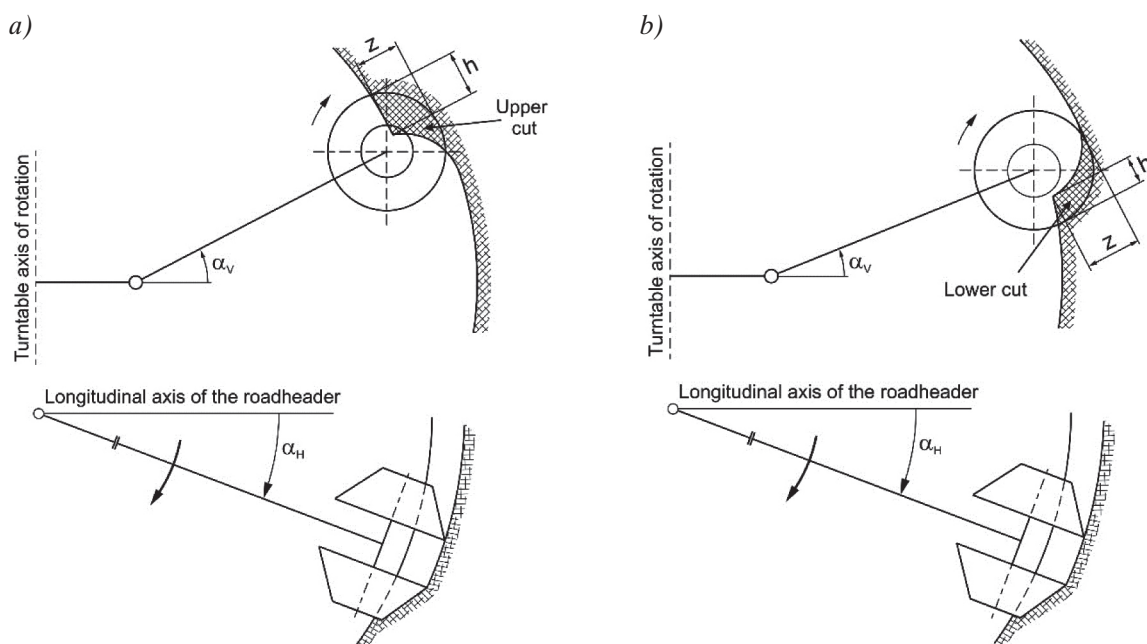


Fig. 5. Cross-sections of upper cuts (a) and lower cuts (b) performed using transverse cutting heads during their movement parallel to floor

a distance of 224 mm behind the front supports and 116 mm in front of the roadheader's turntable axis of rotation. The center of gravity is shifted 22 mm to the right from the roadheader's longitudinal axis as for the analyzed location of the boom. The cumulative load of the right supports (PP+TP) amounting to 134 kN makes up 51% of the roadheader's weight. Deflecting the boom on the plane parallel to the floor from the roadheader's longitudinal axis leftwards and rightwards causes a reduction in the load of the front supports and an increase in the load of the back supports, which is the result of the dislocation of the roadheader's center of gravity towards the back supports. When deflecting the boom left, the load of the left supports significantly increases and that of right supports decreases. And so, for $\alpha_H = -30^\circ$ and $\alpha_V = 0^\circ$, the load of the front supports (PP+PL) decreases by ca. 6 kN, which corresponds to the shifting of the roadheader's center of gravity backwards by 50 mm. The load of the left supports (PL+TL) increases by 22 kN, which results in the shifting of the center of gravity leftwards by 194 mm.

Lifting the boom upwards with an angle of $\alpha_V = +16^\circ$ moves the center of gravity towards the roadheader's rear, which causes a slight mitigation in the front supports and loading of the back supports of the roadheader. It does not, however, have a visible impact on the cumulative load of the right and left supports (Fig. 4).

3. ANALYSIS OF DYNAMIC LOAD CAUSED BY CUTTING IN DIRECTION PERPENDICULAR TO FLOOR

During the experimental examinations performed on the test stand, the courses of the dynamic load have been registered in the points of the roadheader's boom support during its operation. The dynamic impact of the roadheader on the floor generated by the cutting process while performing its upper and lower cuts was analyzed. The roadheader mines the soil in cuts that are parallel to the floor by means of moving the boom without changing the location of its chassis. Boom lifting or lowering after the cut at the same time determines the height of the subsequent cut. If the boom is lifted, then the next cut is an upper one, and if the boom is lowered, then the next cut is a lower cut. In the case of transverse cutting heads that work undershot while performing upper cuts, the picks perform a degressive cut (with decreasing cut depth – Fig. 5a) and while performing lower cuts, the picks cut progressively (with the increasing cut depth – Fig. 5b). And so, in both cases, the way of loading the transverse cutting heads with cutting forces is different, which influences the method of loading the roadheader's chassis in a direction perpendicular to the floor.

The cutting process is a source of strongly enforced vibrations and dynamic loads that, through

the structural joints, are transferred further onto the turntable, the main frame of the roadheader, and other roadheader subassemblies connected with it. The vibrations generated by the cutting process by the roadheader's supports are transferred to the floor. During the examinations on the test stand while cutting on the cement and sand block using the R-130 roadheader, the forces (which are of a significant importance) transferred on the roadheader's supports perpendicular to the floor were measured and registered. Two performed cuts were analyzed when the boom was deflecting rightwards from the left side; the first cut was an upper cut, while the other was a lower cut.

With a height of 107 mm, the upper cut was performed with the boom located on the plane perpendicular to the floor $\alpha_V = +7^\circ$ during its deflecting on the plane parallel to the floor within a range of angle α_H from -22° to $+12^\circ$ in 250 seconds with 10-second intervals (Fig. 6).

Block cutting by the transverse cutting heads of the roadheader had a significant impact on the values and character of the forces perpendicular to the floor transferred in the roadheader's support points. The mean cumulative values of the loads of the front (PP+PL) and back supports (TP+TL) change less as opposed to the cumulative mean loads of the front (PP+TP) and left supports (PL+TL) on the courses in which the change of the location of the roadheader's center of gravity is clearly marked as the boom deflecting (Fig. 6).

In order to determine the impact of the cutting process on the forces transferred onto the floor from

the values of the loads measured in the supports during the cutting process, the values of the loads caused by the roadheader's weight have been deducted. Using the registered time functions of the change of the boom deflecting angle value on the plane parallel to the floor and previously specified dependencies of the cumulative loads of the front and back supports of the roadheader in the angle function, the time functions of the support loads resulting from only the cutting process were obtained (Fig. 7). The cutting forces acting on the picks located on the transverse cutting heads when performing an upper cut have a significant impact on the increase of the cumulative load of the back supports and slight mitigation on the front supports. The mean value of the back support load and front support mitigation depends on torque M_M of the cutting system drive (course shown as orange in Figure 7). The load cumulative courses for both the front and back supports are characterized by high changeability, and their amplitude (understood as the difference between the maximum and minimum value) exceeds 40 kN.

Mining causes a significant increase in the value of the load acting perpendicularly to the floor in the supports located on the left side of the roadheader (PL+TL) as compared to the supports on the right side (PP+TP), which is the result of the boom's torque during its deflecting from the left side rightwards (Fig. 8). The courses of the cumulative forces that load the left and right supports are characterized by lower changeability than it is in the front and back supports. The reason of the differentiation of the force vibration amplitude between the front and back

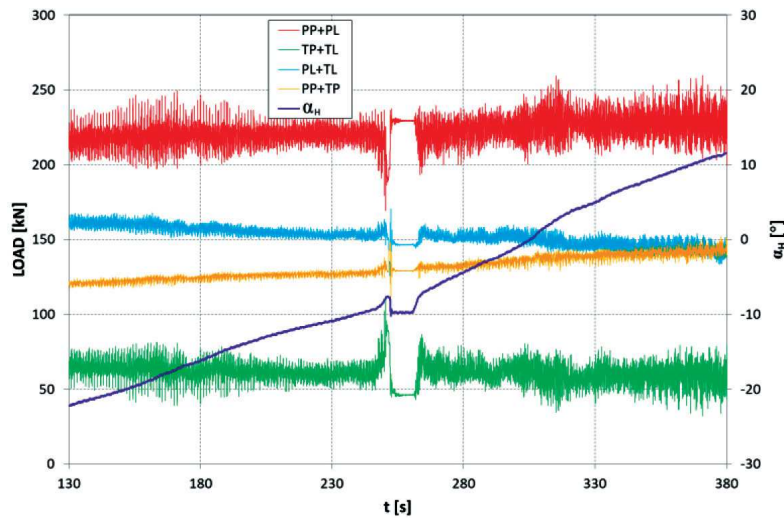


Fig. 6. Time functions of dynamic loads of front (PP+PL) and back supports (TP+TL) as well as right (PP+TP) and left supports (PL+TL) when performing upper cut

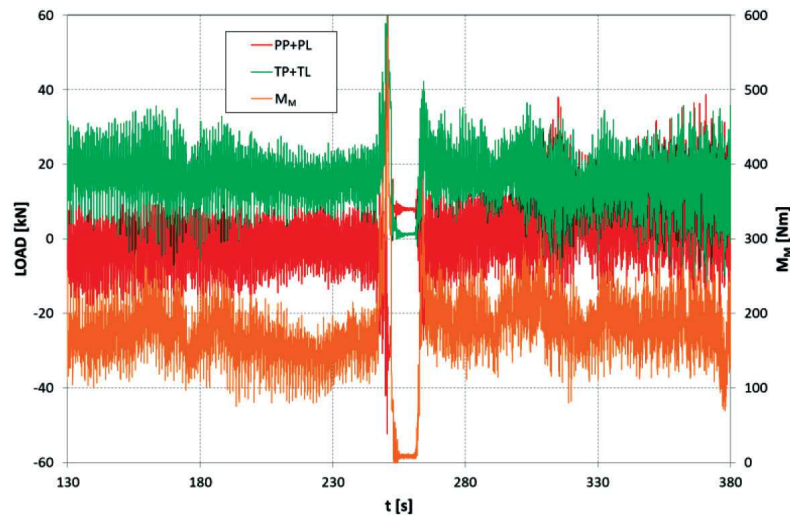


Fig. 7. Time functions of dynamic loads of front (PP+PL) and back supports (TP+TL) resulting from cutting process for upper cut

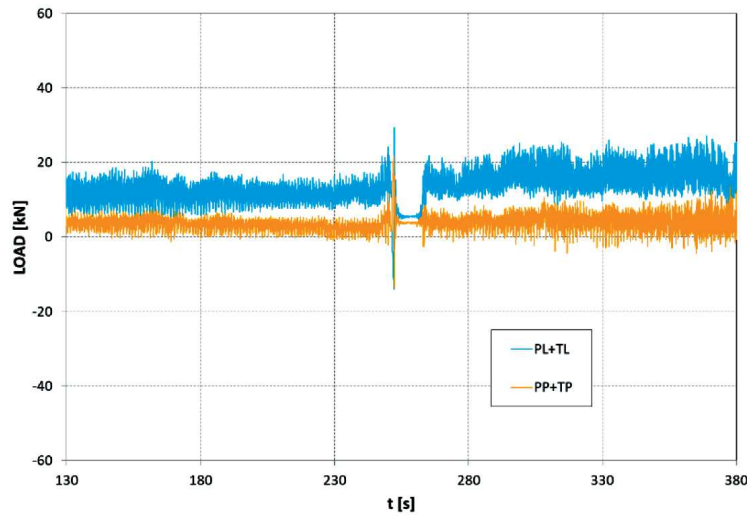


Fig. 8. Time functions of dynamic loads of right (PP+TP) and left supports (PL+TL) resulting from cutting process for upper cut

supports (PP+PL and TP+TL in Figure 7) and the right and left supports (PP+TP and PL+TL in Figure 8) is the cumulation of forces in the given supports. For the measurement fragment between the 150th and 160th second of the measurement, the time functions of the loads perpendicular to the floor have been presented separately for all supports (Fig. 9). They are characterized by a clear repeatability of a period equal to the time of the cutting head's rotation and similar changeability range. The forces in the front-right (PP) and front-left supports (PL) change in the same way. The courses are more or less a mirror reflection of the course of the cutting head's drive engine torque (momentary torque increase

causes a momentary mitigation of the front supports). Meanwhile, the vibrations of the forces in the back-right (TP) and back-left supports (TL) have the same character as the course of the cutting head's drive engine torque (a momentary torque increase causes a momentary load of the back supports). This means that the vibrations of the forces in the front and back supports are mirror images, which causes that the amplitudes of the vibrations increase when cumulating the loads in the front (PP+PL) and back supports (TP+TL) while the amplitudes of the vibrations decrease when cumulating the loads in the right (PP+TP) and the left supports (PL+TL).

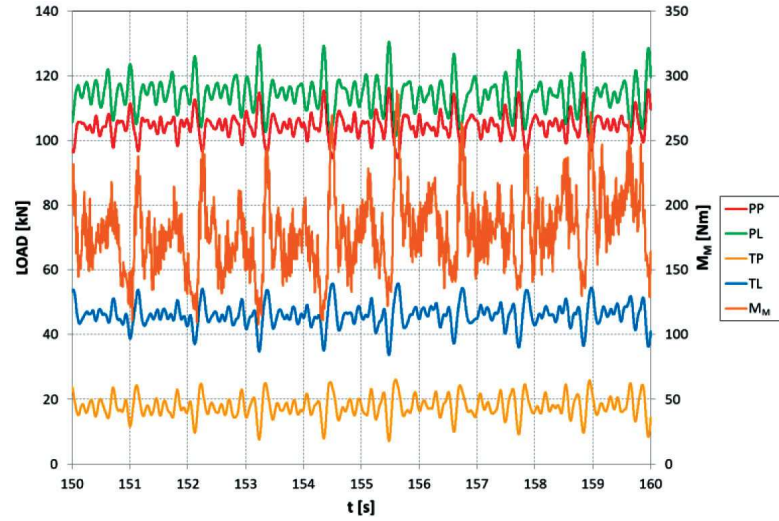


Fig. 9. Ten-second fragment of time functions for dynamic loads of roadheader's supports resulting from roadheader's weight and cutting process for upper cut

With a height of 121 mm, the lower cut was performed with the boom located on the plane perpendicular to the floor $\alpha_V = -15^\circ$ during its deflecting on the plane parallel to the floor within the range of angles α_H from -30° to $+14^\circ$ in 55 seconds (Fig. 10). The performance of the lower cut using the transverse cutting heads of the roadheader had a significant impact on the values and character of the forces perpendicular to the floor transferred in the roadheader's support points. The mean values of the cumulative loads of the front (PP+PL) and back supports (TP+TL) changed mostly because of the differentiated load of the cutting system. At the same time, the value of the cumulative loads of the back supports (TP+TL), which is almost equal to the value

of the cumulative loads of the front supports (PP+PL) in the 55th second of the measurement, significantly increases.

When deducting the values of the loads caused by the roadheader's weight from the values of the measured loads in the supports when cutting, the forces transferred onto the floor caused by the cutting process were determined. Using the registered time functions of the change of the boom deflecting angle value on the plane parallel to the floor as well as the previously specified dependencies of the cumulative loads of the front and back supports of the roadheader in the angle function, the time functions of the support loads resulting only from the cutting process when performing a lower cut were obtained (Fig. 11).

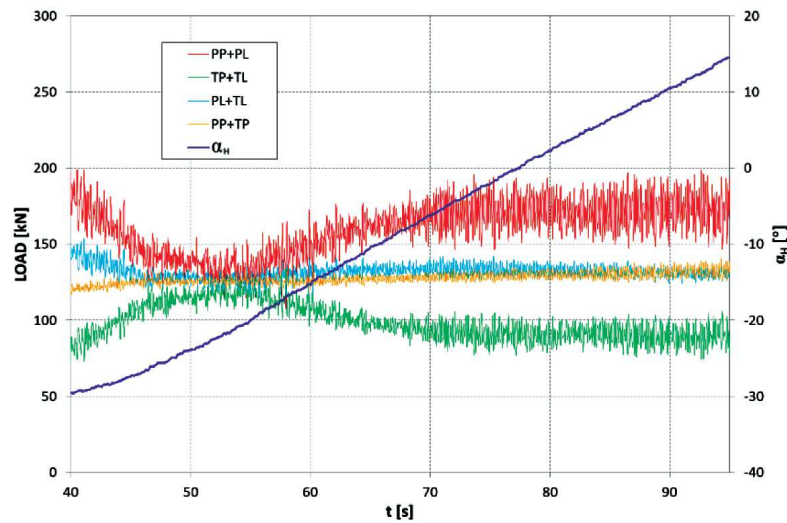


Fig. 10. Time functions of dynamic loads of front (PP+PL) and back supports (TP+TL) as well as right (PP+TP) and left supports (PL+TL) when performing lower cut

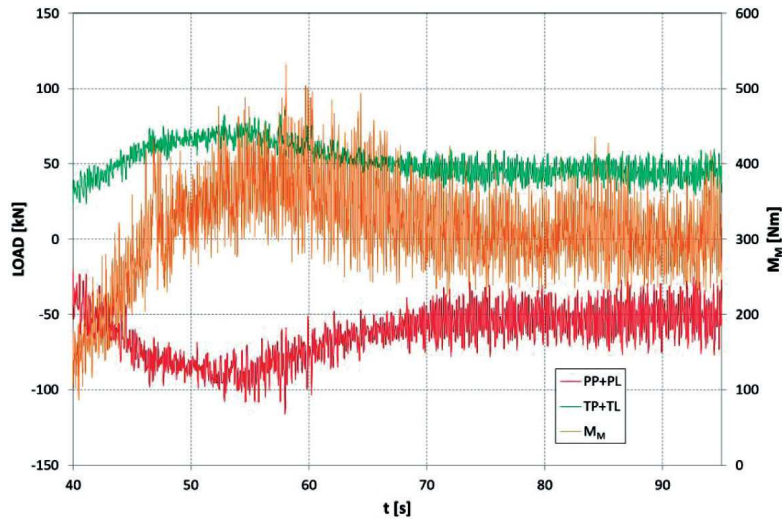


Fig. 11. Time functions of dynamic loads of front (PP+PL) and back supports (TP+TL) resulting from cutting process for lower cut

Just as it was with the upper cut, the cutting forces acting on the picks located on the transverse cutting heads when performing the lower cut influence an increase in the cumulative load of the back supports and mitigation of the front supports. The effect, however, is greater than in the course of the upper cut performance. The cumulative mitigation of the front supports resulting from the cutting process reaches 100 kN in this case (if directed vertically upwards), while for the back supports, it reaches +75 kN. The mean value of the back support load and front support mitigation is proportional here to the value of torque M_M of the cutting system drive (course shown as orange in Figure 11).

Because of the low boom location when performing the lower cut ($\alpha_V = -15^\circ$), the impact of the boom's torque on the distribution of the reactions perpendicular to the floor on the left and right sides of the roadheader (PL+TL and PP+TP) is small. As a result, it is the cutting vertical reaction component that determines it (Fig. 12).

The vibrations of the cumulative forces that load the left and right supports are characterized by lower changeability than in the front and back supports. This results from the cumulation of the reaction forces from the given supports.

For a ten-second measurement fragment, the time functions of the loads perpendicular to the floor have been presented separately for all supports (Fig. 13).

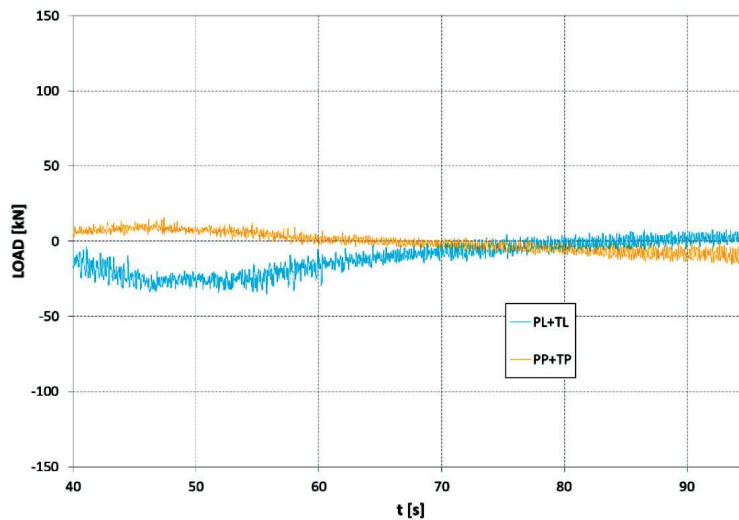


Fig. 12. Time functions of dynamic loads of right (PP+TP) and left supports (PL+TL) resulting from cutting process for lower cut

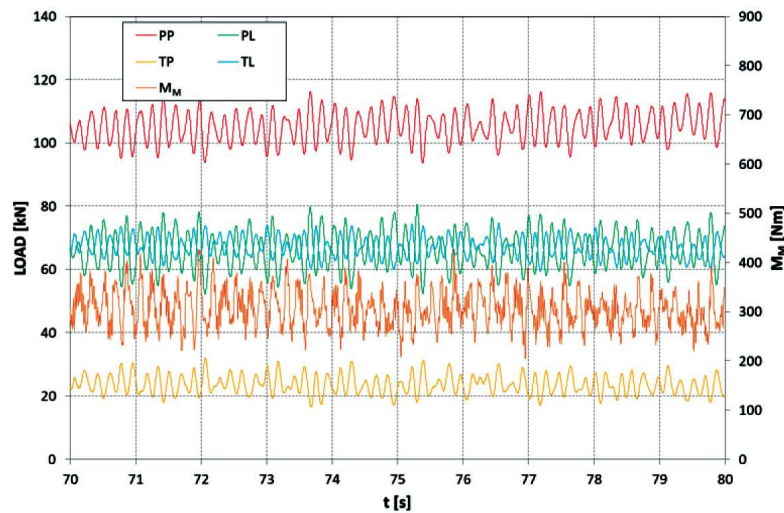


Fig. 13. Ten-second fragment of time functions for dynamic loads of roadheader's supports resulting from roadheader's weight and cutting process for lower cut

Just as it was with regard to the upper cut, the vibrations of the forces that load the supports on the plane perpendicular to the floor for the lower cut are characterized by clear repeatability, with the time period equal to the time of the cutting head's rotation and similar changeability range. The vibrations of the forces in the front-right support (PP) and front-left supports (PL) have the same character and are mirror images of the course of the drive engine's torque. The vibrations of the forces in the back-right (TP) and back-left supports (TL) also change in the same manner. The courses, however, have the same character as the course of the cutting head's drive engine torque (the momentary torque increases cause a momentary load on the back supports). The mirror image of the courses of the forces in the front and back supports causes an increase in the amplitude of the vibrations in the front (PP+PL) and back supports (TP+TL) and a decrease in the amplitude of the vibrations in the right (PP+TP) and left supports (PL+TL).

3. SUMMARY

The measurements of the dynamic impact of a boom-type roadheader on the floor were carried out on the test stand in the Technological Hall of the Faculty of Mining and Geology at the Silesian University of Technology. They were performed while cutting on a block made of equivalent materials (cement and sand masses of various UCS) using an R-130 roadheader made by Famur S.A.

In order to identify the distribution of the reactions transferred onto the floor, the roadheader was placed on a system of supports located in pairs on each side of it. The sum of the loads in the front (PP+PL) and back supports (TP+TL) was determined, which allows us to determine the location of the roadheader's center of gravity in relation to the front supports, and the sum of the loads in the right (PP+TP) and left supports (PL+TL), which allows us to determine the distance of the center of gravity from the roadheader's longitudinal axis.

The cutting process is a source of strongly enforced vibrations and dynamic loads that, through the structural joints, are transferred further onto the turntable, the main frame of the roadheader, and the other roadheader subassemblies connected with it. The vibrations generated by the cutting process by the roadheader's supports are transferred onto the floor of the tunnel. The vibrations transferred on the roadheader's supports perpendicular to the floor for two cuts performed when the boom was deflecting rightwards from the left side were analyzed; the first cut was an upper cut, while the other was a lower cut.

The cutting forces acting on the cutting picks located on the transverse cutting heads when performing an upper cut influence the increase of the cumulative load of the back supports and mitigation of the front supports. The mean value of the back support load and front support mitigation is proportional to the value of the torque of the cutting system drive. In order to determine the impact of the cutting process on the forces transferred onto the floor from the values

of the loads measured in the supports during the cutting process, the values of the loads caused by the roadheader's weight have been separated. The cutting forces acting on the picks located on the transverse cutting heads when performing a lower cut influence the increase of the cumulative load of the back supports and mitigation of the front supports much more than when performing an upper cut.

For both the upper and lower cuts, the vibrations of the support loading forces on the plane perpendicular to the floor are characterized by a similar changeability range and clear repeatability (with a time period equal to the time of the cutting head's rotation). The vibrations of the forces in both front supports have the same character and are mirror images of the course of the cutting head's drive engine torque. However, the vibrations of the forces in both back supports have the same character as the course of the cutting head's drive engine torque (a momentary torque increase causes a momentary load on the back supports).

Acknowledgements

The work has been implemented under the research project titled "*Control of roadheader cutting heads movement for reduction of energy consumption of mining and dynamic loads*" co-financed by the National Center for Research and Development under the Applied Research Projects (agreement no. PBS3/B2/15/2015).

References

- [1] Dolipski M., Cheluszka P.: *Dynamika układu urabiania kombajnu chodnikowego*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002.
- [2] Lansheng Zhang, Yuanyu Zhao, XiushanTang, Qiang Liu, Miao Cao, Miao Wu.: *Load Spectrum Research of Roadheader Cutting Header based on Rain Flow Method*, in: *Proceedings of 2016 International Congress on Computation Algorithms in Engineering (ICCAE 2016)*, June 25–26 2016, Bangkok, Thailand, 401–406.
- [3] Wei Wang, Lin Yan, Tianzheng Wang, Shaoping Guan, Chao Zhang, Ying Zhang, Dawei Wang: *Dynamic load identification method of rock roadheader using multi neural network and evidence theory*, in: *Proceedings on 2016 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation*, August 7–10 2016, Harbin, China, 1238–1243.
- [4] Yi Liu, Yang Gao, Yingying Zhang, Jiaxing Fu, Chuanhui Huang: *Working Vibration Analysis of the Bearing Plate on Roadheader Test Bed*, "MATEC Web of Conferences" 2015, 25, 03019: 6.
- [5] Zhao Xuelei, Liu He, Li Weitao: *Load Torque Observer for Cutting Motor of Roadheader Based on PLL*, in: *Proceedings of Third International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation*, January 6–7 2011, Shanghai, China, 476–480.
- [6] Kogut J.: *Analiza spektrum odpowiedzi drgań drogowych*, Politechnika Krakowska, Kraków 1999 [Ph.D. thesis].
- [7] Mrozek D.: *Nieliniowa analiza numeryczna dynamicznej odpowiedzi uszkodzonych budynków*, Politechnika Śląska, Gliwice 2010 [Ph.D. thesis].
- [8] Nader M.: *Oddziaływanie dynamiczne wybranych środków transportu na budynki i ludzi, na przykładzie badań węzła komunikacyjnego*, in: *Proceeding of International Scientific Conference "Transport of the 21st century"*, 18–21.09.2007, Stare Jabłonki, Poland, 2007.
- [9] Burnos P.: *Autokalibracja systemów ważących pojazdy samochodowe w ruchu oraz analiza i korekcja wpływu temperatury na wynik ważenia*, AGH, Kraków 2009 [Ph.D. thesis].
- [10] Wiśnicki B., Wolnowska A.: *The systems of automatic weight control of vehicles in the road and rail transport in Poland*, "LogForum" 2011, 7, 3, 3: 25–33. <http://www.logforum.net/vol7/issue3/no3>.
- [11] Postolache O., Girão P.S.: *Calibration and application of a pressure mapping sensor*, in: *Proceedings of IMEKO 2010 TC3, TC5 and TC22 Conferences "Metrology in Modern Context"*, November 22–25 2010, Pattaya, Chonburi, Thailand, 329–332.
- [12] Cheluszka P., Remiorz E.: *Test stand for determining dynamic loads transmitted to the floor while roadheader operation*, "Technicka Diagnostika" 2016, 25, 1: 62–70.
- [13] Dolipski M., Sobota P.: *Badania zmiany położenia środka ciężkości kombajnu chodnikowego*, "Maszyny Górnicze" 1998, 72: 23–29.

PIOTR CHELUSZKA, Ph.D. DSc. Eng., Assoc. prof.
 PIOTR SOBOTA, Ph.D., Eng.
 GRZEGORZ GŁUSZEK, M.Sc., Eng.
 Department of Mining Mechanisation
 and Robotisation
 Faculty of Mining and Geology
 Silesian University of Technology
 ul. Akademicka 2, 44-100 Gliwice, Poland
 {Piotr.Cheluszka, Piotr.Sobota,
 Grzegorz.Gluszek}@polsl.pl

PIOTR CHELUSZKA

PIOTR SOBOTA

GRZEGORZ GŁUSZEK

Doświadczalne badania oddziaływania dynamicznego kombajnu chodnikowego na podłoże

W artykule przedstawiono wybrane wyniki badań eksperymentalnych zrealizowanych na stanowisku badawczym w Hali Technologicznej Wydziału Górnictwa i Geologii, na którym zainstalowany jest kombajn chodnikowy R-130 (prod. Famur S.A.). W trakcie tych badań wyznaczone zostały przebiegi obciążenia dynamicznego w punktach podparcia wysięgnikowego kombajnu chodnikowego podczas realizacji przezeń procesu roboczego. W celu określenia wpływu procesu urabiania na siły przenoszone na podłoże wyznaczono rozkład obciążenia statycznego podpór kombajnu od ciężaru własnego przy zmieniającym się położeniu jego środka ciężkości spowodowanym wychylaniem wysięgnika. W trakcie badań wyznaczono doświadczalnie wielkość oraz charakter oddziaływania dynamicznego kombajnu na podłoże w punktach jego podparcia podczas urabiania powierzchni bloku wykonanego z materiałów ekwiwalentnych (mas cementowo-piaskowych) o różnej wytrzymałości na ściskanie. Charakter wymuszenia drgań nadwozia kombajnu od urabiania oraz zmienność położenia jego punktu zaczepienia w miarę przemieszczania głowic urabiających po urabianej powierzchni skutkują dużą nierównomiernością obciążenia w punktach podparcia kombajnu. Oddziaływanie dynamiczne kombajnu na podłoże ma przy tym silnie dynamiczny charakter.

Słowa kluczowe: kombajn chodnikowy, urabianie, obciążenie dynamiczne, reakcja podłoża, badania doświadczalne

1. WPROWADZENIE

Liczne obserwacje pracy wysięgnikowych kombajnów chodnikowych prowadzone w warunkach eksploatacyjnych oraz realizowane w różnych ośrodkach naukowych badania symulacyjne wskazują na to, iż proces urabiania w szczególności skał trudno urabialnych jest źródłem silnych drgań wymuszonych oraz obciążeń dynamicznych [1–5]. Podlegają im główne podzespoły kombajnu, w tym przede wszystkim układ urabiania w postaci wysięgnika z zainstalowanym w nim napędem głowic urabiających. Przez więzy konstrukcyjne przenoszone są one jednak dalej na obrotnicę, ramę główną kombajnu oraz pozostałe, związane z nią podzespoły kombajnu. Drgania powstałe w wyniku urabiania przekazywane są przez podpory kombajnu na spąg drążonego wyrobiska korytarzowego lub tunelu. Szczególnie istotne znaczenie, ze względu na oddziaływanie dynamiczne kom-

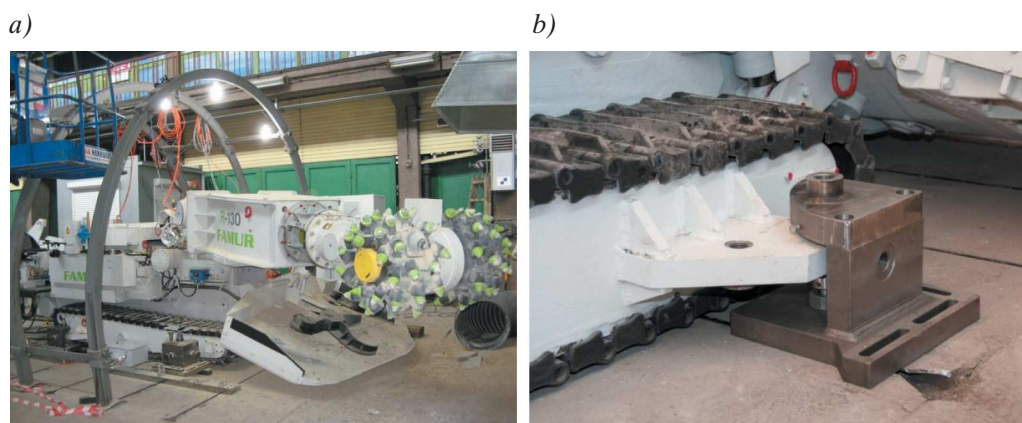
bajnu na górotwór otaczający drążone wyrobisko, ma składowa drgań kadłuba kombajnu prostopadła do podłoża. Duża intensywność tych drgań, które mogą prowadzić nawet do chwilowej utraty przez kombajn kontaktu z podłożem, jest bowiem źródłem silnych obciążeń o charakterze udarowym. Mogą one być przyczyną wstrząsów o charakterze parasejsmicznym. Wstrząsy tego rodzaju wywołane działalnością człowieka (w tym na przykład eksploatacją górniczą czy też pochodzenia komunikacyjnego) mają negatywny wpływ na środowisko i ludzi [6–8]. Siły dynamicznego oddziaływania kombajnu na spąg mogą więc być przyczyną jego degradacji na skutek przekroczenia wytrzymałości na ściskanie czy wytrzymałości na naciski powierzchniowe. Jest to niepożądane, szczególnie w przypadku wyrobisk i tuneli o długim okresie eksploatacji, gdyż pociąga za sobą konieczność rekonstrukcji spągu w celu dostosowania jego stanu do wymagań wynikających z funkcji (np. komunikacyjnych) tych wyrobisk.

Kombajn chodnikowy w drążonym przezeń wyrobisku nie jest w żaden sposób sztywno utwierdzony, zatem o zachowaniu stateczności decyduje w dużej mierze sprzężenie cierne pomiędzy jego podporami i spągami. Sprzężenie to wynika z kolei z wartości współczynnika tarcia pomiędzy stykającymi się ze sobą powierzchniami oraz siły docisku kombajnu do spągu w miejscu jego podparcia. Podparcie wysięgnikowego kombajnu chodnikowego na spągu podczas urabiania powierzchni czoła przodku odbywa się z wykorzystaniem stołu ładowarki – z przodu oraz stopy stabilizującej (jednej bądź dwóch) – z tyłu kombajnu. Teoretycznie zatem mamy do czynienia z podparciem liniowym wzdłuż przedniej krawędzi stołu ładowarki oraz podparciem punktowym na stopie stabilizującej. W rzeczywistości jednak, na skutek nierówności spągu czy zalegających na nim ziaren urobku, stół ładowarki może mieć również punktowy styk ze spągami. Drgania kadłuba kombajnu w kierunku prostopadłym do powierzchni spągu mogą być przyczyną znacznego spadku wartości sił sprzężenia cierne, a nawet utraty przez kombajn przyczepności do podłoża w punktach jego podparcia. Prowadzić to będzie w konsekwencji do spadku, czy wręcz utraty możliwości zrównoważenia sił działających na kadłub kombajnu w płaszczyźnie równoległej do spągu od urabiania oraz utraty stateczności przez kombajn (niekontrolowanego jego przemieszczania się po powierzchni spągu). Skuteczna realizacja procesu urabiania nie będzie w takim przypadku możliwa.

Ze względu na możliwość efektywnego i bezpiecznego urabiania skał (zwłaszcza trudno urabialnych) wysięgnikowym kombajnem chodnikowym, określenie wielkości i charakteru oddziaływania dynamicznego tego rodzaju maszyn na spąg jest zagadnieniem niezmiernie istotnym. Jedną z dróg identyfikacji tego

oddziaływania jest pomiar sił reakcji działających na podłoże w trakcie realizacji przezeń procesu roboczego. Z technicznego punktu widzenia nie jest to zadanie łatwe do wykonania, zwłaszcza gdy pomiar ten miałby się odbywać w warunkach eksploatacyjnych (w wyrobisku podziemnym kopalni lub podczas drążenia tunelu). Znane są wprowadzone proste w użyciu układy pomiarowe pozwalające na pomiar zredukowanej do siły skupionej reakcji normalnej podłoża oraz czujniki matrycowe (maty pomiarowe). Pierwsze z wymienionych rozwiązań są powszechnie stosowane do kontroli obciążenia pojazdów w transporcie drogowym i kolejowym [9, 10]. Maty pomiarowe umożliwiają z kolei pomiar nacisków [11]. W badaniach maszyn samojezdnych mogą być one wykorzystane do wyznaczenia rzeczywistego rozkładu nacisków podwozia maszyny na podłoże. Rozwiązania te nie nadają się jednak do badań oddziaływania dynamicznego kombajnu chodnikowego na podłoże, gdyż nie pozwalają na pomiar reakcji w przypadku utraty kontaktu maszyny z tym podłożem.

Pomiary sił oddziaływania dynamicznego wysięgnikowego kombajnu chodnikowego na podłoże przeprowadzone zostały na stanowisku badawczym w Hali Technologicznej Wydziału Górnictwa i Geologii Politechniki Śląskiej. Dokonane one zostały w trakcie urabiania bloku wykonanego z materiałów ekwiwalentnych (mas cementowo-piaskowych o różnej wytrzymałości na ściskanie) kombajnem chodnikowym R-130 (prod. Famur SA). W tym celu kombajn posadowiony został na czterech specjalnie skonstruowanych podporach [12] – rysunek 1. W każdej z tych podpór zabudowane zostały cztery tensometryczne jednoosiowe czujniki siły (nacisku) – dwa do pomiaru sił w płaszczyźnie równoległej do podłoża (reakcji wzdłużnej i poprzecznej) oraz dwa do pomiaru reakcji



Rys. 1. Sposób posadowienia kombajnu chodnikowego R-130 na stanowisku badawczym na czterech podporach (a) oraz widok jednej z podpór wyposażonej w cztery tensometryczne czujniki siły (b) [12]

w kierunku prostopadłym do podłoża. Zastosowanie dwóch czujników siły na kierunku prostopadłym do podłoża wynika z możliwego zwrotu tej składowej reakcji w trakcie realizacji procesu urabiania. W zależności bowiem od układu sił działających na kombajn może on być dociskany w danym punkcie podparcia do podłoża bądź podnoszony w górę. Wykorzystany w trakcie badań doświadczalnych układ pomiarowy pozwala zatem na określenie w każdym z punktów podparcia kombajnu wartości siły niezbędnej do zapewnienia stanu równowagi, nawet w przypadku gdy w warunkach rzeczywistych kombajn może stracić kontakt z podłożem.

W niniejszym artykule przedstawiono wybrane wyniki badań doświadczalnych. Analizie poddano składowe reakcje w punktach podparcia kombajnu działające w kierunkach prostopadłych do podłoża.

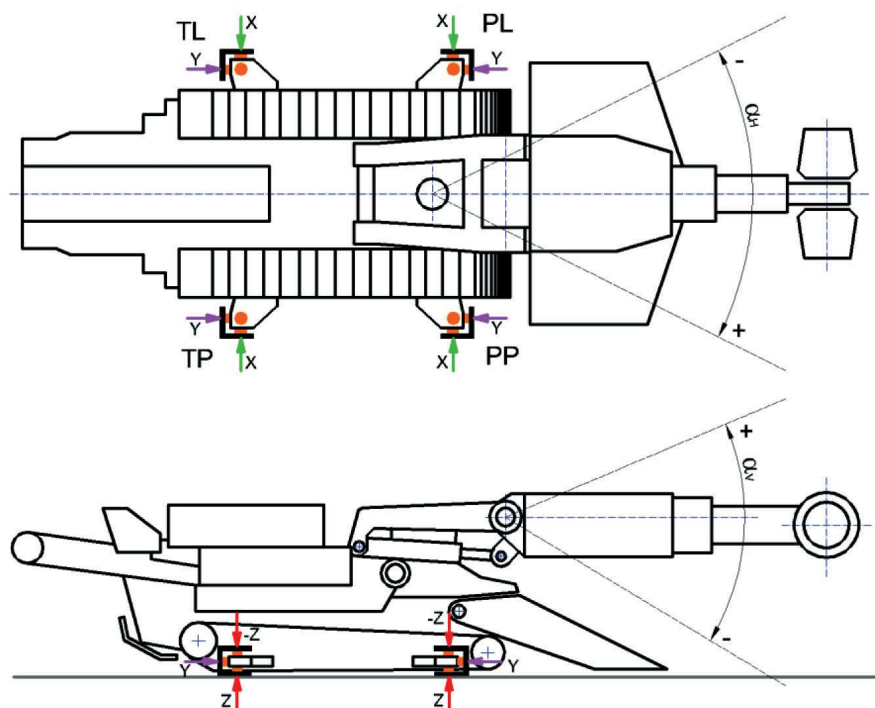
2. ANALIZA OBCIĄŻENIA CIĘŻAREM KOMBAJNU

W celu identyfikacji rozkładu reakcji przenoszonych na podłoże kombajn został posadowiony na zespole podpór rozmieszczonych po dwie na każdej stronie kombajnu (rys. 2).

Analiza oddziaływania dynamicznego nadwozia kombajnu chodnikowego na podłoże w punktach pod-

parcia została przeprowadzona na podstawie serii pomiarów przy różnych ustawieniach wysięgnika, w trakcie urabiania bloku cementowo-piaskowego. Ze względu na zmianę położenia wysięgnika w trakcie urabiania, na wstępie przeprowadzono analizę wpływu ustawienia wysięgnika na rozkład obciążenia podpór w kierunku prostopadłym do podłoża (oś Z) od ciężaru kombajnu. Analizę oparto na pomiarach wartości nacisku na poszczególne podpory, przy różnych ustawieniach kąta wychylenia wysięgnika kombajnu w płaszczyźnie pionowej α_V (prostopadłej do podłoża) i w pełnym zakresie kąta wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do podłoża α_H .

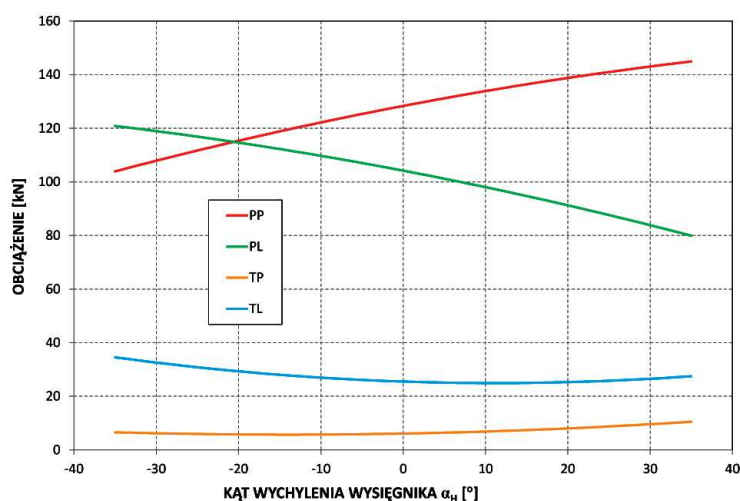
W celu ustalenia poziomu odniesienia zarejestrowano przebiegi sił w podporach bez urabiania (od ciężaru kombajnu). Wyznaczono przebiegi obciążeń w podporach w kierunku osi Z w zależności od położenia wysięgnika, które wpływa na położenie środka ciężkości kombajnu. Podczas wychylania wysięgnika środek ciężkości kombajnu zmienia swoje położenie ze względu na przemieszczanie masy wysięgnika i części ruchomej obrotnicy kombajnu. Zmieniają się więc wartości sił działających na poszczególne podpory w miarę wychylania wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do podłoża (rys. 3). Najbardziej obciążone są podpory przednie (PP i PL). Ze względu na położenie środka ciężkości kombajnu ich wartości zmieniają się w największym stopniu podczas wychylania wysięgnika.



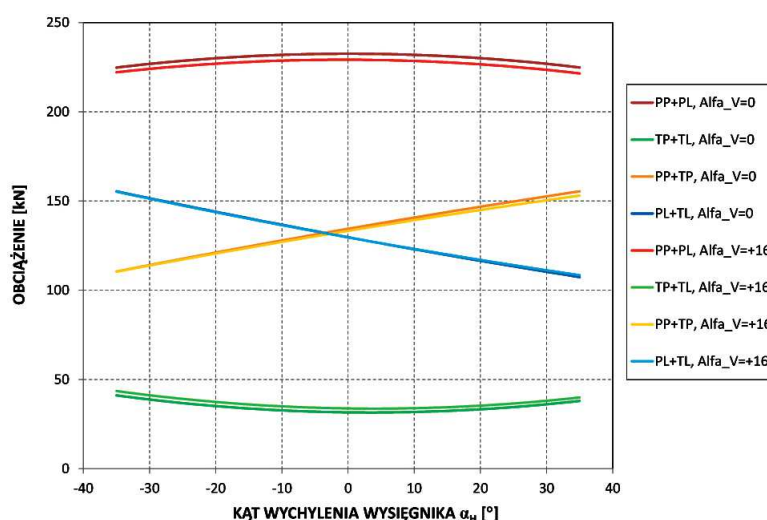
Rys. 2. Schemat rozmieszczenia zespołów podpór i kierunki reakcji na czujnikach siły: PL – podpora przednia lewa, PP – podpora przednia prawa, TL – podpora tylna lewa, TP – podpora tylna prawa

Podparcie badanego kombajnu chodnikowego na czterech podporach tworzy układ statycznie niewyznaczalny i dlatego rozkład obciążeń prostopadłych do podłoża na poszczególne podpory zależy od dokładności wykonania podpór, płaskości podłoża, dokładności ustawienia czujników nacisku i sztywności układu podparcia kombajnu. Aby zniwelować wpływ wszystkich tych czynników, wyznaczono sumę obciążeń w podporach przednich (PP+PL) i tylnych (TP+TL), co pozwala określić położenie środka ciężkości kombajnu względem podpór przednich. Wyznaczono również sumę obciążeń w podporach prawych (PP+TP) i lewych (PL+TL), co pozwala określić odległość środka ciężkości od osi wzdłużnej kombajnu (rys. 4).

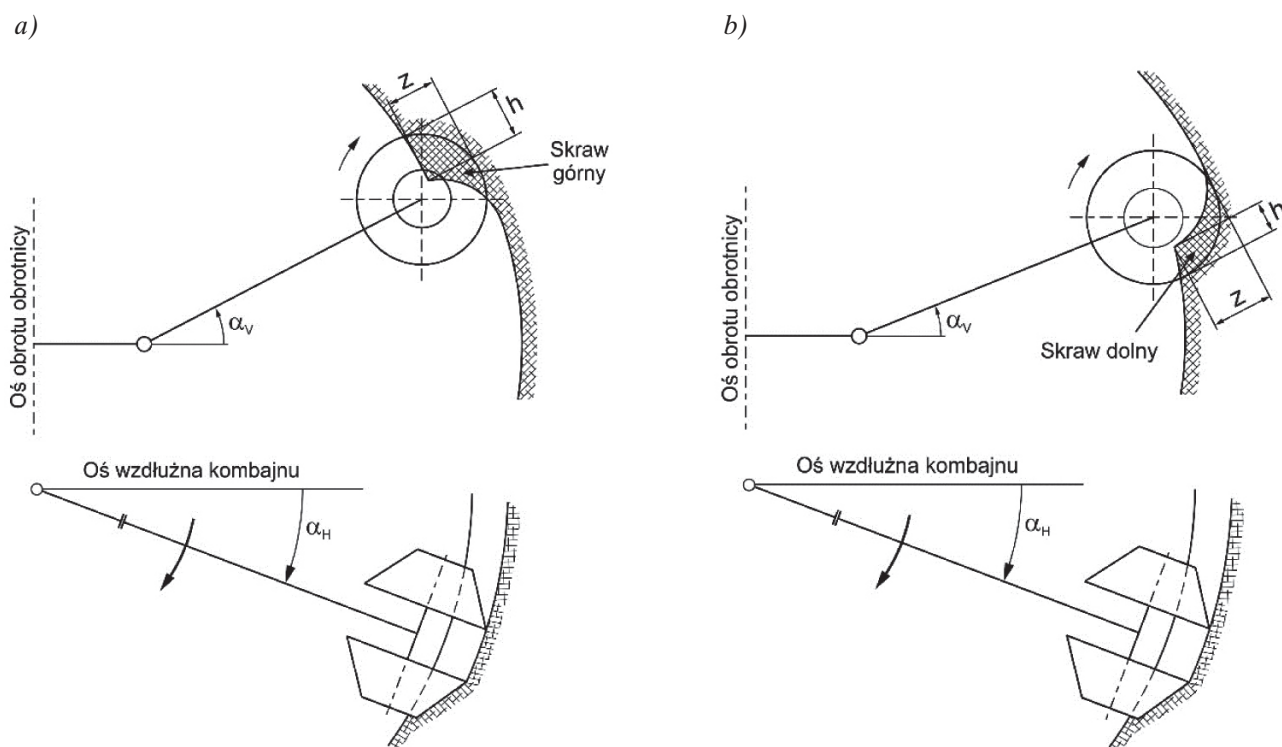
Sumę obciążeń zarejestrowanych w podporach przednich (PP+PL) i tylnych (TP+TL) oraz sumę obciążeń zarejestrowanych w podporach prawych (PP+TP) i lewych (PL+TL), w całym zakresie wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do podłoża: $-35^\circ \leq \alpha_H \leq +35^\circ$ (rys. 5), dla dwóch położen wysięgnika w płaszczyźnie prostopadłej do podłoża $\alpha_V = 0^\circ$ (wysięgnik ustawiony poziomo) i $\alpha_V = +16^\circ$ (wysięgnik podniesiony w górę) pokazano na rysunku 4. Dla wysięgnika ustawionego poziomo wzdłuż osi kombajnu ($\alpha_V = 0^\circ$, $\alpha_H = 0^\circ$) sumaryczne obciążenie podpór przednich kombajnu (PP+PL) wynosi 232 kN, co stanowi 88% całego ciężaru kombajnu. Środek ciężkości kombajnu wyznaczony w sposób opisany w pracy [13] znajduje się w tym przypadku



Rys. 3. Obciążenia podpór od ciężaru kombajnu w kierunku prostopadłym do podłoża (w kierunku osi Z)



Rys. 4. Suma zarejestrowanych obciążeń podpór przednich (PP+PL) i tylnych (TP+TL) oraz prawych (PP+TP) i lewych (PL+TL) od ciężaru kombajnu dla dwóch wartości kąta wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie prostopadłej do podłoża α_V



Rys. 5. Przekroje poprzeczne skrawów górnych (a) oraz dolnych (b) wykonywanych poprzecznymi głowicami urabiającymi podczas ich przemieszczania równoległe do spągu (podłoża)

w odległości 224 mm za przednimi podporami oraz 116 mm przed osią obrotu obróticy kombajnu. Środek ciężkości jest przesunięty o 22 mm w prawo od osi wzdłużnej kombajnu, gdyż dla analizowanego położenia wysięgnika sumaryczne obciążenie podpór prawych (PP+TP) wynoszące 134 kN stanowi 51% ciężaru kombajnu. Wychylanie wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do podłoża od osi wzdłużnej kombajnu w lewo i w prawo powoduje zmniejszanie obciążenia podpór przednich i wzrost obciążenia podpór tylnych, co jest wynikiem przesuwania się środka ciężkości kombajnu w stronę tylnych podpór. Przy wychylaniu wysięgnika w lewo znacznie wzrasta obciążenie podpór lewych i zmniejsza się obciążenie podpór prawych. I tak, dla $\alpha_H = -30^\circ$ i $\alpha_V = 0^\circ$ obciążenie podpór przednich (PP+PL) zmniejsza się o około 6 kN, co odpowiada przesunięciu środka ciężkości kombajnu ku tyłowi o 50 mm. Obciążenie podpór lewych (PL+TL) zwiększa się przy tym o 22 kN skutkiem przemieszczenia środka ciężkości w lewo o 194 mm.

Podniesienie wysięgnika w górę o kąt $\alpha_V = +16^\circ$ przesuwa środek ciężkości ku tyłowi kombajnu, co powoduje niewielkie odciążenie podpór przednich i dociążenie podpór tylnych kombajnu. Nie ma to natomiast widocznego wpływu na sumaryczne obciążenie podpór prawych i lewych (rys. 4).

3. ANALIZA OBCIĄŻENIA DYNAMICZNEGO OD URABIANIA W KIERUNKU PROSTOPADŁYM DO PODŁOŻA

W trakcie badań eksperymentalnych zrealizowanych na stanowisku badawczym zarejestrowano przebiegi obciążenia dynamicznego w punktach podparcia wysięgnikowego kombajnu chodnikowego podczas jego procesu roboczego. Przeanalizowano oddziaływanie dynamiczne kombajnu chodnikowego na podłożę generowane procesem urabiania podczas wykonywania skrawu górnego i dolnego. Kombajn chodnikowy urabia caliznę skrawami równoległymi do podłoża przez manewrowanie wysięgnikiem bez zmiany położenia podwozia kombajnu. Podniesienie lub opuszczenie wysięgnika po wykonaniu skrawu determinuje przy tym wysokość kolejnego skrawu. Jeżeli wysięgnik jest podnoszony, to kolejny skraw jest skrawem górnym, a jeżeli wysięgnik jest opuszczany, to kolejny skraw jest skrawem dolnym. W przypadku głowic poprzecznych urabiających podsiębiernie przy realizacji skrawu górnego noże skrawają degresywnie (ze zmniejszającą się głębokością skrawania) (rys. 5a), zaś przy realizacji skrawu dolnego progresywnie (ze zwiększającą się głębokością skrawania) (rys. 5b). Odmienny jest w obydwóch

przypadkach sposób obciążenia głowic poprzecznych siłami urabiania, co wpływa na sposób obciążenia podwozia kombajnu w kierunku prostopadłym do podłoża.

Proces urabiania jest źródłem silnych drgań wymuszonych oraz obciążeń dynamicznych, które poprzez więzy konstrukcyjne przenoszone są dalej na obrotnicę, ramę główną kombajnu oraz pozostałe, związane z nią podzespoły kombajnu. Drgania generowane procesem urabiania przez podpory kombajnu przekazywane są na spąg drążonego wyrobiska. Podczas badań stanowiskowych urabiania bloku cementowo-piaskowego kombajnem chodnikowym R-130 mierzono i rejestrowano, mające szczególnie istotne znaczenie, siły przenoszone na podpory kombajnu prostopadle do podłoża. Analizie poddano dwa skrawy zrealizowane podczas wychylania wysięgnika od lewej strony w prawo, przy czym pierwszy skraw był skrawem górnym, a drugi – skrawem dolnym.

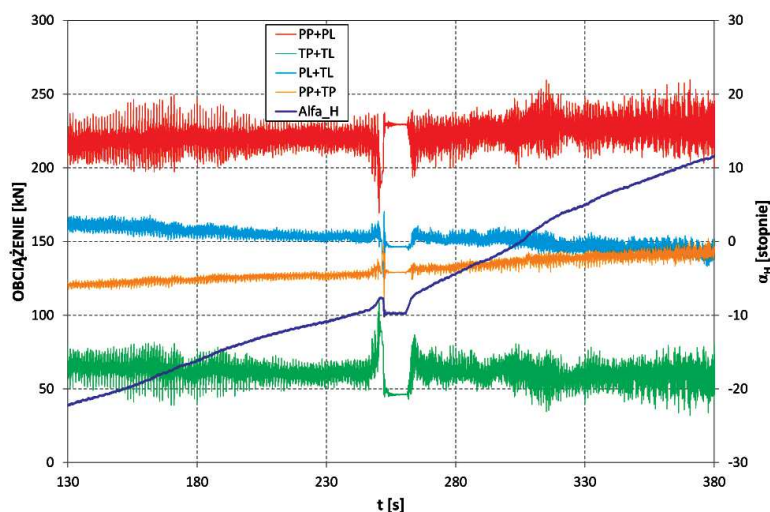
Skraw górny o wysokości 107 mm był wykonany przy ustawieniu wysięgnika w płaszczyźnie prostopadłej do podłoża $\alpha_V = +7^\circ$ podczas wychylania wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do podłoża w zakresie kąta α_H od -22° do $+12^\circ$ w czasie 250 sekund z 10-sekundową przerwą (rys. 6).

Skrawanie bloku przez poprzeczne głowice urabiające kombajnu istotnie wpływa na wartości i charakter sił prostopadłych do podłoża przenoszonych w punktach podparcia kombajnu. Średnie wartości sumarycznych obciążeń podpór przednich (PP+PL) i tylnych (TP+TL) zmieniają się w niewielkim stopniu w odróżnieniu od sumarycznych średnich obciążeń podpór prawych (PP+TP) i lewych (PL+TL), na

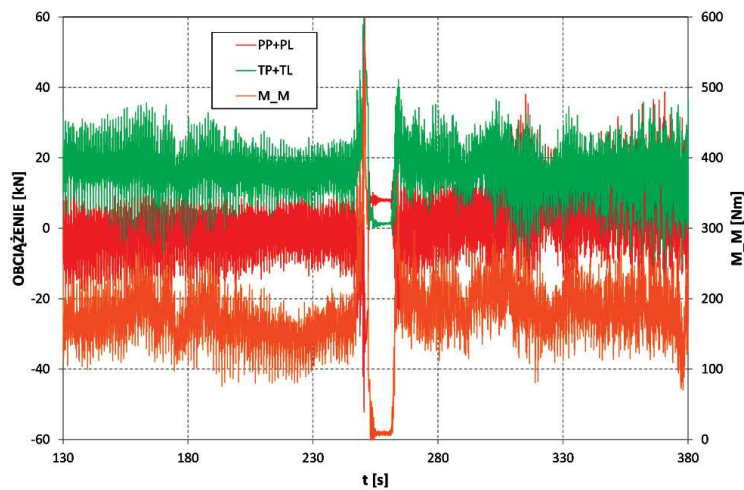
których przebiegach wyraźnie zaznacza się zmiana położenia środka ciężkości kombajnu w miarę wychylania wysięgnika (rys. 6).

W celu określenia wpływu procesu urabiania na siły przenoszone na podłoże od wartości zmierzonych obciążeń w podporach w trakcie urabiania odjęto wartości obciążeń wywołanych ciężarem kombajnu. Wykorzystując zarejestrowany przebieg czasowy zmiany wartości kąta wychylania wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu i wyznaczone wcześniej zależności sumarycznych obciążeń podpór przednich i tylnych kombajnu w funkcji tego kąta, uzyskano przebiegi czasowe obciążeń podpór wynikające tylko z procesu urabiania (rys. 7). Siły urabiania działające na noże skrawające rozmieszczone na głowicach poprzecznych podczas wykonywania skrawu górnego wpływają na istotne zwiększenie sumarycznego obciążenia podpór tylnych i nieznaczne odciążenie podpór przednich. Średnia wartość obciążenia podpór tylnych i odciążenia podpór przednich zależna jest przy tym od wartości momentu obrotowego M_M silnika układu urabiania (przebieg w kolorze brązowym na rysunku 7). Przebiegi sumarycznego obciążenia zarówno podpór przednich, jak i tylnych charakteryzują się dużą zmiennością, a ich amplituda (rozumiana jako różnica wartości maksymalnej i minimalnej) przekracza 40 kN.

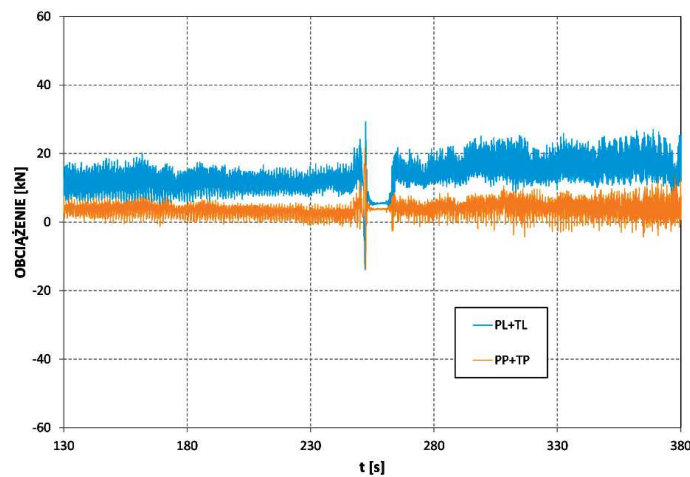
Urabianie powoduje znaczne zwiększenie wartości obciążenia działającego prostopadle do podłoża w podporach z lewej strony kombajnu (PL+TL) w porównaniu z podporami po stronie prawej (PP+TP), co jest wynikiem działania momentu obrotu wysięgnika podczas wychylania wysięgnika od lewej strony w prawo (rys. 8).



Rys. 6. Przebiegi czasowe obciążeń dynamicznych podpór przednich (PP+PL) i tylnych (TP+TL) oraz prawych (PP+TP) i lewych (PL+TL) podczas wykonywania skrawu górnego



Rys. 7. Przebiegi czasowe obciążeń dynamicznych podpor przednich (PP+PL) i tylnych (TP+TL) wynikające z procesu urabiania dla skrawu górnego

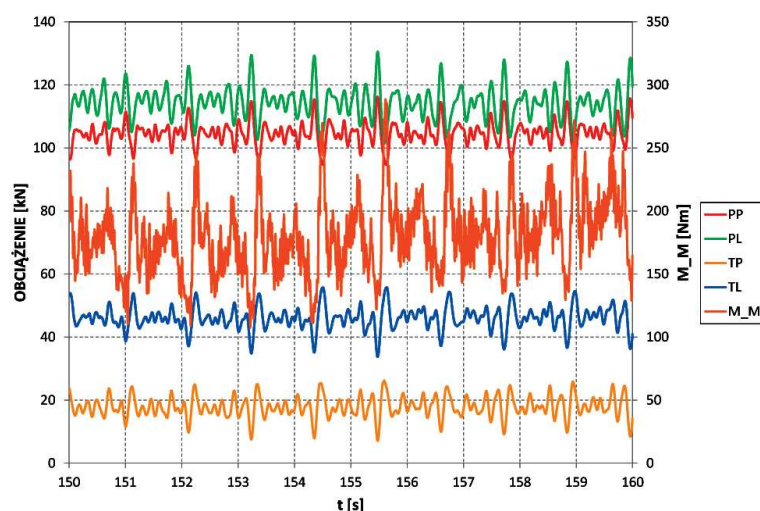


Rys. 8. Przebiegi czasowe obciążeń dynamicznych podpor prawych (PP+TP) i lewych (PL+TL) wynikające z procesu urabiania dla skrawu górnego

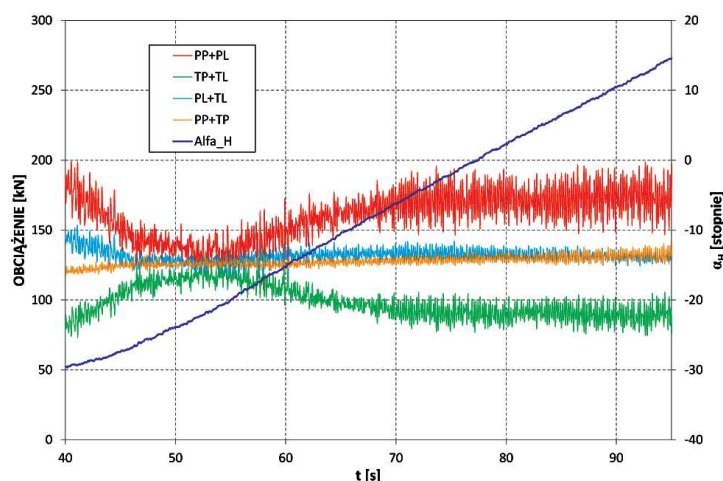
Przebiegi sumarycznych sił obciążających podpory lewe i prawe charakteryzują się mniejszą zmiennością niż w przypadku podpor przednich i tylnych. Powodem różnicowania amplitud drgań sił pomiędzy podporami przednimi i tylnymi (PP+PL i TP+TL na rys. 7) a podporami prawymi i lewymi (PP+TP i PL+TL na rysunku 8) jest sumowanie sił w poszczególnych podporach. Dla fragmentu pomiaru pomiędzy 150 a 160 sekundą pomiaru przedstawiono przebiegi czasowe obciążeń prostopadłych do podłoża, oddzielnie dla wszystkich podpor (rys. 9). Charakteryzują się one wyraźną powtarzalnością o okresie równym czasowi obrotu głowicy i zbliżonym zakresem zmienności. Siły w podporze przedniej prawej (PP) i podporze przedniej lewej (PL) zmieniają się w taki sam sposób. Przebiegi te są w przybliżeniu lustrzanym odbiciem przebiegu momentu obrotowego silnika napędu głowicy (chwilowy wzrost momentu obrotowego powoduje

chwilowe odciążenie podpor przednich). Natomiast drgania sił w podporze tylnej prawej (TP) i podporze tylnej lewej (TL) mają ten sam charakter co przebieg momentu obrotowego silnika napędu głowicy (chwilowy wzrost momentu obrotowego powoduje chwilowe dociążenie podpor tylnych). Oznacza to, że drgania sił w podporach przednich i tylnych są lustrzanym odbiciem, co powoduje przy sumowaniu obciążeń w podporach przednich (PP+PL) i tylnych (TP+TL) zwiększenie amplitud drgań, zaś przy sumowaniu obciążeń w podporach prawych (PP+TP) i lewych (PL+TL) zmniejszanie amplitud drgań.

Skraw dolny o wysokości 121 mm był wykonany przy ustawieniu wysięgnika w płaszczyźnie prostopadłej do podłoża $\alpha_V = -15^\circ$ podczas wychylania wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do podłoża w zakresie kątów α_H od -30° do $+14^\circ$ w czasie 55 s (rys. 10). Wykonanie skrawu dolnego poprzecznymi głowicami



Rys. 9. Dziesięciosekundowy fragment przebiegów czasowych obciążeń dynamicznych podpór kombajnu wynikających z ciężaru kombajnu i procesu urabiania dla skrawu górnego

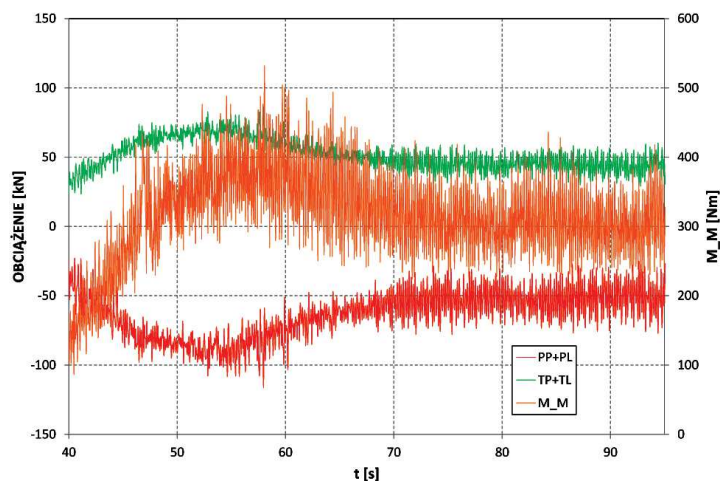


Rys. 10. Przebiegi czasowe obciążeń dynamicznych podpór przednich (PP+PL) i tylnych (TP+TL) oraz prawych (PP+TP) i lewych (PL+TL) podczas wykonywania skrawu dolnego

urabiającymi kombajnu istotnie wpływa na wartości i charakter sił prostopadłych do podłoża przenoszonych w punktach podparcia kombajnu. Średnie wartości sumarycznych obciążeń podpór przednich (PP+PL) i tylnych (TP+TL) zmieniają się w dużym stopniu ze względu na zróżnicowane obciążenie układu urabiania. Istotnie wzrasta przy tym wartość sumarycznych obciążeń podpór tylnych (TP+TL), która w 55 sekundzie pomiaru niemal zrównuje się z wartością sumarycznych obciążeń podpór przednich (PP+PL).

Odejmując wartości obciążeń wywołanych ciężarem kombajnu od wartości zmierzonych obciążeń w podporach w trakcie urabiania, wyznaczono siły przenoszone na podłoże wywołane procesem urabiania. Wykorzystując zarejestrowany przebieg czasowy zmiany wartości kąta wychylenia wysięgnika w płaszczyźnie równoległej do spągu i wyznaczone wcześniej zależności sumarycznych obciążeń podpór przednich

i tylnych kombajnu w funkcji tego kąta, uzyskano przebiegi czasowe obciążeń podpór wynikające tylko z procesu urabiania podczas wykonywania skrawu dolnego (rys. 11). Podobnie, jak to miało miejsce w przypadku skrawu górnego siły oporu urabiania, działające na noże skrawające podczas wykonywania skrawu dolnego, wpływają na zwiększenie sumarycznego obciążenia podpór tylnych i odciążenie podpór przednich. Efekt ten jest jednak większy niż podczas realizacji skrawu górnego. Sumaryczne odciążenie podpór przednich wynikające z procesu urabiania osiąga w tym przypadku wartość -100 kN (jest zwrócona pionowo w górę), zaś dla podpór tylnych dochodzi do $+75$ kN. Średnie wartości obciążenia podpór tylnych i odciążenia podpór przednich są przy tym proporcjonalne do wartości momentu obrotowego M_M silnika układu urabiania (przebieg w kolorze brązowym na rysunku 11).



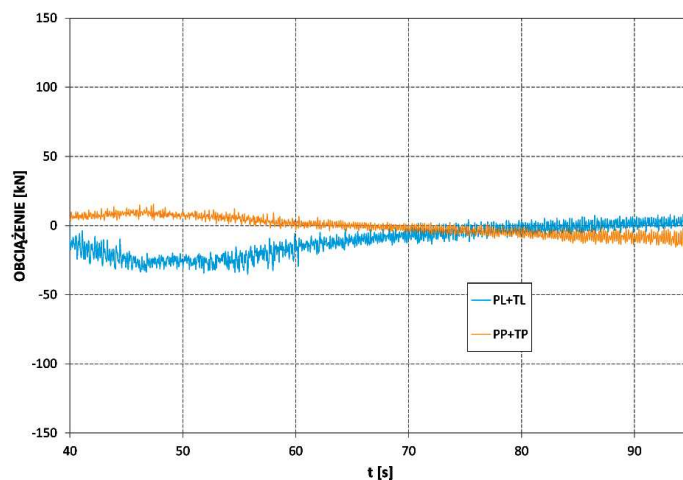
Rys. 11. Przebiegi czasowe obciążeń dynamicznych podpór przednich (PP+PL) i tylnych (TP+TL) wynikające z procesu urabiania dla skrawu dolnego

Ze względu na niskie położenie wysięgnika przy wykonywaniu skrawu dolnego ($\alpha_V = -15^\circ$) wpływ momentu obrotu wysięgnika na rozkład reakcji prostopadłych do podłoża po lewej i prawej stronie kombajnu (PL+TL oraz PP+TP) jest mały. W rezultacie o przebiegu tych reakcji decyduje składowa pionowa wypadkowej reakcji od urabiania (rys. 12).

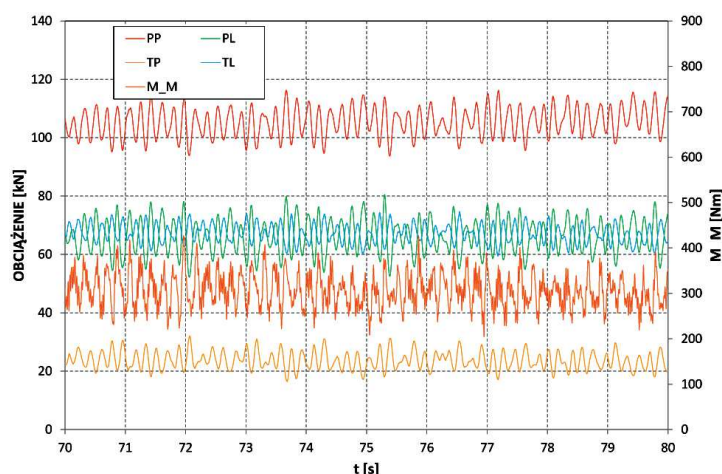
Drgania sumarycznych sił obciążających podpory lewe i prawe charakteryzują się mniejszą zmiennością niż obciążenia podpór przednich i tylnych. Wynika to z sumowania się sił reakcji z poszczególnych podpór.

Dla 10-sekundowego fragmentu pomiaru przedstawiono przebiegi czasowe obciążeń prostopadłych do podłoża oddzielnie dla wszystkich podpór (rys. 13). Podobnie jak w przypadku skrawu górnego również w przypadku skrawu dolnego drgania sił obciążających podpory w płaszczyźnie prostopadłej do podłoża

charakteryzują się wyraźną powtarzalnością o okresie równym czasowi obrotu głowicy i zbliżonym zakresem zmienności. Drgania sił w podporze przedniej prawej (PP) i podporze przedniej lewej (PL) mają ten sam charakter i są lustrzanym odbiciem przebiegu momentu obrotowego silnika napędu (wzrost momentu obrotowego powoduje chwilowe odciążenie podpór przednich). Drgania sił w podporze tylnej prawej (TP) i podporze tylnej lewej (TL) zmieniają się również w jednakowy sposób. Przebiegi te mają jednak taki sam charakter jak przebieg momentu obrotowego silnika napędu głowic (wzrost momentu obrotowego powoduje chwilowe dociążenie podpór tylnych). Lustrzane odbicie przebiegów sił w podporach przednich i tylnych powoduje zwiększenie amplitud drgań w podporach przednich (PP+PL) i tylnych (TP+TL), zaś zmniejszanie amplitud drgań w podporach prawych (PP+TP) i lewych (PL+TL).



Rys. 12. Przebiegi czasowe obciążeń dynamicznych podpór prawych (PP+TP) i lewych (PL+TL) wynikające z procesu urabiania dla skrawu dolnego



Rys. 13. Dziesięciosekundowy fragment przebiegów czasowych obciążeń dynamicznych podpór kombajnu wynikających z ciężaru kombajnu i procesu urabiania dla skrawu dolnego

4. PODSUMOWANIE

Pomiary sił oddziaływania dynamicznego wysięgnikowego kombajnu chodnikowego na podłoże zostały przeprowadzone na stanowisku badawczym w Hali Technologicznej Wydziału Górnictwa i Geologii Politechniki Śląskiej. Dokonano ich w trakcie urabiania bloku wykonanego z materiałów ekwiwalentnych (mas cementowo-piaskowych o różnej wytrzymałości na ściskanie) kombajnem chodnikowym R-130 (prod. Famur S.A.).

W celu identyfikacji rozkładu reakcji przenoszonych na podłoże kombajn został posadowiony na zespole podpór rozmieszczonych po dwie na każdej stronie kombajnu. Wyznaczono sumę obciążeń w podporach przednich (PP+PL) i tylnych (TP+TL), co pozwala wyznaczyć położenie środka ciężkości kombajnu względem podpór przednich oraz sumę obciążeń w podporach prawych (PP+TP) i lewych (PL+TL), co pozwala wyznaczyć odległość środka ciężkości od osi wzdłużnej kombajnu.

Proces urabiania jest źródłem silnych drgań wymuszonych oraz obciążeń dynamicznych, które poprzez więzy konstrukcyjne przenoszone są dalej na obrotnicę, ramę główną kombajnu oraz pozostałe, związane z nią podzespoły kombajnu. Drgania generowane procesem urabiania przez podpory kombajnu przekazywane są na spąg drążonego wyrobiska. Analizie poddano drgania przenoszone na podpory kombajnu prostopadle do podłoża dla dwóch skrawów zrealizowanych w wyniku wychylania wysięgnika od lewej strony w prawo, przy czym pierwszy skraw był skrawem górnym a drugi skrawem dolnym.

Siły od urabiania działające na noże skrawujące rozmieszczone na głowicach poprzecznych podczas wykonywania skrawu górnego wpływają na zwiększenie sumarycznego obciążenia podpór tylnych i odciążenie podpór przednich. Średnia wartość obciążenia podpór tylnych i odciążenia podpór przednich jest proporcjonalna do wartości momentu obrotowego silnika układu urabiania. W celu określenia wpływu procesu urabiania na siły przenoszone na podłoże od wartości zmierzonych obciążeń w podporach w trakcie urabiania odseparowano obciążenie wywołane ciężarem kombajnu. Siły urabiania działające na noże skrawujące rozmieszczone na głowicach poprzecznych podczas wykonywania skrawu dolnego wpływają na zwiększenie sumarycznego obciążenia podpór tylnych i odciążenie podpór przednich w znacznie większym stopniu niż podczas realizacji skrawu górnego.

Zarówno dla skrawu górnego, jak i dla skrawu dolnego drgania sił obciążających podpory w płaszczyźnie prostopadłej do podłoża charakteryzują się zbliżonym zakresem zmienności i wyraźną powtarzalnością o okresie równym czasowi obrotu głowicy urabiającej. Drgania sił w podporze przedniej, prawej i lewej, mają ten sam charakter i są lustrzanym odbiciem przebiegu momentu obrotowego silnika napędu głowic (wzrost momentu obrotowego powoduje chwilowe odciążenie podpór przednich). Natomiast drgania sił w podporze tylnej, prawej i lewej, mają taki sam charakter, jak przebieg momentu obrotowego silnika napędu głowic (chwilowy wzrost momentu obrotowego powoduje chwilowe dociążenie podpór tylnych).

Podziękowania

Praca zrealizowana w ramach projektu pt. „Sterowanie ruchem głowic urabiających kombajnu chodnikowego dla potrzeb obniżenia energochłonności urabiania i obciążeń dynamicznych” dofinansowanego ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju w ramach Programu Badań Stosowanych (umowa nr PBS3/B2/15/2015).

Literatura

- [1] Dolipski M., Cheluszka P.: *Dynamika układu urabiania kombajnu chodnikowego*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002.
- [2] Lansheng Zhang, Yuanyu Zhao, XiushanTang, Qiang Liu, Miao Cao, Miao Wu.: *Load Spectrum Research of Roadheader Cutting Header based on Rain Flow Method*, w: *Proceedings of 2016 International Congress on Computation Algorithms in Engineering (ICCAE 2016)*, June 25–26 2016, Bangkok, Thailand, 401–406.
- [3] Wei Wang, Lin Yan, Tianzheng Wang, Shaoping Guan, Chao Zhang, Ying Zhang, Dawei Wang: *Dynamic load identification method of rock roadheader using multi neural network and evidence theory*, w: *Proceedings on 2016 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation*, August 7–10 2016, Harbin, China, 1238–1243.
- [4] Yi Liu, Yang Gao, Yingying Zhang, Jiaxing Fu, Chuanhui Huang: *Working Vibration Analysis of the Bearing Plate on Roadheader Test Bed*, „MATEC Web of Conferences” 2015, 25, 03019: 6.
- [5] Zhao Xuele, Liu He, Li Weitao: *Load Torque Observer for Cutting Motor of Roadheader Based on PLL*, w: *Proceedings of Third International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation*, January 6–7 2011, Shanghai, China, 476–480.
- [6] Kogut J.: *Analiza spektrum odpowiedzi drgań drogowych*, Politechnika Krakowska, Kraków 1999 [praca doktorska].
- [7] Mrozek D.: *Nieliniowa analiza numeryczna dynamicznej odpowiedzi uszkodzonych budynków*, Politechnika Śląska, Gliwice 2010 [praca doktorska].
- [8] Nader M.: *Oddziaływania dynamiczne wybranych środków transportu na budynki i ludzi, na przykładzie badań węzła komunikacyjnego*, w: *Proceeding of International Scientific Conference „Transport of the 21st century”*, 18–21.09.2007, Stare Jabłonki, Poland, 2007.
- [9] Burnos P.: *Autokalibracja systemów ważących pojazdy samochodowe w ruchu oraz analiza i korekcja wpływu temperatury na wynik ważenia*, AGH, Kraków 2009 [praca doktorska].
- [10] Wiśnicki B., Wolnowska A.: *The systems of automatic weight control of vehicles in the road and rail transport in Poland*, „LogForum” 2011, 7, 3, 3: 25–33. <http://www.logforum.net/vol7/issue3/no3>.
- [11] Postolache O., Girão P.S.: *Calibration and application of a pressure mapping sensor*, w: *Proceedings of IMEKO 2010 TC3, TC5 and TC22 Conferences „Metrology in Modern Context”*, November 22–25 2010, Pattaya, Chonburi, Thailand, 329–332.
- [12] Cheluszka P., Remiorz E.: *Test stand for determining dynamic loads transmitted to the floor while roadheader operation*, „Technicka Diagnostika” 2016, 25, 1: 62–70.
- [13] Dolipski M., Sobota P.: *Badania zmiany położenia środka ciężkości kombajnu chodnikowego*, „Maszyny Górnicze” 1998, 72: 23–29.

dr hab. inż. PIOTR CHELUSZKA, prof. PŚ

dr inż. PIOTR SOBOTA

mgr inż. GRZEGORZ GŁUSZEK

Katedra Mechanizacji i Robotyzacji Górnictwa

Wydział Górnictwa i Geologii

Politechnika Śląska

ul. Akademicka 2, 44-100 Gliwice

{Piotr.Cheluszka, Piotr.Sobota,

Grzegorz.Gluszek}@polsl.pl

KRZYSZTOF KRAUZE
KRZYSZTOF KOTWICA

Innovative mining machinery solutions developed at Department of Mining, Dressing, and Transport Machines, AGH University of Science and Technology

The exploitation of mineral resources with underground mining methods is becoming more and more difficult due to the mining and geological conditions in which these resources are present. This is related to the depth of retention and thickness of the exploited deposits (seams), more cohesive and durable rocks, and climatic conditions. The excavation of access and preparatory roadways as well as exploitation under such conditions require specially designed and manufactured machines. In recent years in the Department of Mining, Dressing, and Transport Machine at AGH University of Science and Technology in Krakow, a number of innovative solutions of machines and devices have been developed that can be used to work under difficult mining and geological conditions. This article presents selected solutions of these machines and devices – a mining head for a roadheader with asymmetrical disc tools with a complex motion trajectory, a temporary, mechanized, and walking roadway support, a unique longwall complex with a single-cutting head shearer used for thin coal seam exploitation, and an innovative mining and hauling system for mechanical shaft drilling using a shaft shearer.

Key words: *innovative solutions, mining machines, hard rock mining, performance, safety*

1. INTRODUCTION

The mining and geological conditions under which the mineral raw materials exploited by underground methods are covered are becoming more and more difficult in Poland. This is related to the greater depths of their retention, climatic conditions, and harder and harder rocks. This means that the currently used technologies of opening-out and excavating minerals are increasingly unreliable or do not allow us to achieve satisfactory performance. In order to meet this problem, the Department of Mining, Dressing, and Transport Machines has been working for many years on developing machines and devices that will be able to work efficiently under difficult mining conditions.

First, a number of unique research stands have been developed and completed, on which research

on the use of new mining tools and techniques for the mining of compact rocks have been conducted. These are, among others, a laboratory standstands for rock mining using single tools (Fig. 1a), rock mining using disc tools (Fig. 1b), and rock mining with milling screw heads (Fig. 1c).

The results of the tests carried out on these stands (shown in Figure 2) have allowed for the development of new tools and cutting heads that can be used while mining hard and very compact rocks. The most promising direction is the use of mini symmetrical and asymmetrical disk tools in the rock mining process and the so-called undercutting technique. This technique allows us to reduce the energy consumption of the mining process and increase the granulation of the output as compared to the technique of milling or static crushing.

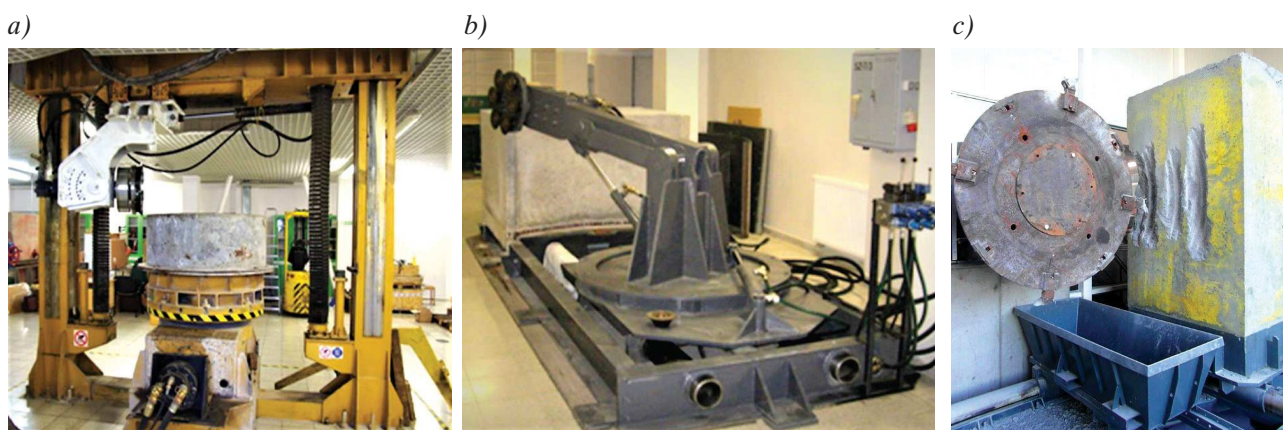


Fig. 1. Laboratory stands for testing rock mining: a) with single tools; b) with disk tools; c) with screw milling heads

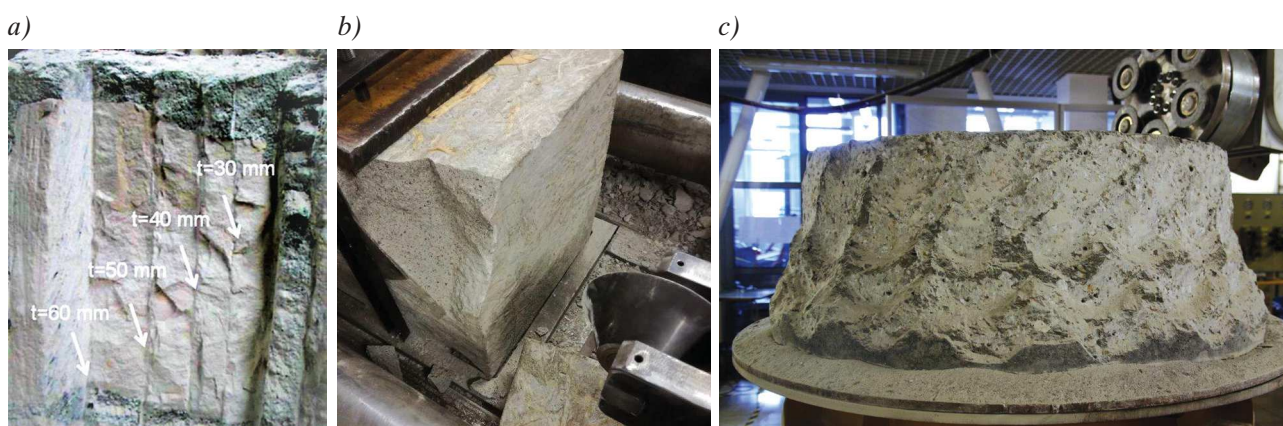


Fig. 2. Results of tests of rock mining using: a) single plate with disk tools with simple trajectory; b) single disk tool; c) single plate with disk tools with complex trajectory

However, using the experience gained during the implementation of the research work in the mining industry, it was also proposed to develop atypical and innovative machine solutions that can be used in the exploitation of low coal seams, opening-out heading and tunnel drilling, and shaft drilling. The results of this work conducted at the Department of Mining, Dressing, and Transport Machines are presented in this article.

2. INNOVATIVE SOLUTION OF MINING HEAD FOR ROADHEADERS

In Polish underground mining, plenty of dog headings are drilled with mechanical methods using arm roadheaders equipped with milling units. The cutting tools applied on the units (rotary tangent bits) are under unfavorable mining and geological conditions or improper work conditions and are, thus, affected by an accelerated wear process. This influences

the speed and cost of drilling such excavations. In the Department of Mining, Dressing, and Transport Machines at AGH University of Science and Technology in Krakow, asymmetrical mini disc tools for use on the mining heads of roadheaders have been proposed. Asymmetrical disc tools are applied in the technique of mechanical mining not only as crushing devices but also as chipping ones. The principle of the incision technique is the mining of a rock by cutting it off towards a free space.

A disc tool affects the rock tangentially to the surface of the mined body (similarly to a cutting tool); however, the difference is that it uses a disc rolling movement, which efficiently eliminates sliding friction in favor of rolling friction. Application of disc tools in this way lowers energy consumption and pressure force, which allows for constructing a mining machine with respectively lower energy parameters and lower requirement concerning stability as compared to classical crushing discs operating perpendicularly towards the surface of the mined body [1–3].

On the basis of an analysis of the world technique condition and results of our own tests of rock mining with asymmetrical disk tools, a new conception was elaborated featuring a unit in which the motion of the tools will be forced, causing the mining of a rock body with tools along a complex trajectory. This allows for the crossing of mining lines of individual disc tools and facilitates the mining of compact rocks through breaking off rock furrows. It decreases the energy consumption of the process. In this case, disc tools were mounted on separate plates that are able to rotate on the mining unit casing and are propelled independently from it.

The project and model of the new solution of a mining head with disc tools of a complex trajectory were performed in cooperation with the REMAG company (currently FAMUR Ltd.) – the leading Polish producer of roadheaders. It was planned to

work out and adapt the new head solution for the KR 150 medium roadheader manufactured by REMAG. On the basis of an analysis of the milling heads used on the miner, it was assumed that the length of the new solution should not exceed 1750 mm, with a diameter of less than 859 mm and weighing less than 5 tons. The elaborated initial model of the head was comprised of mounting three plates with disc tools on its body. The casing body will have the ability of independent rotation as related to plates with disc tools. The kinematic capabilities of the new head solution are presented in Figure 4 [1, 3].

On the basis of the elaborated model, a technical design and prototype of the head were developed for mounting on the KR 150 miner and the initial field tests in REMAG Ltd. These tests were carried out on a large-size concrete block of a uniaxial compressive strength of about 80 MPa.

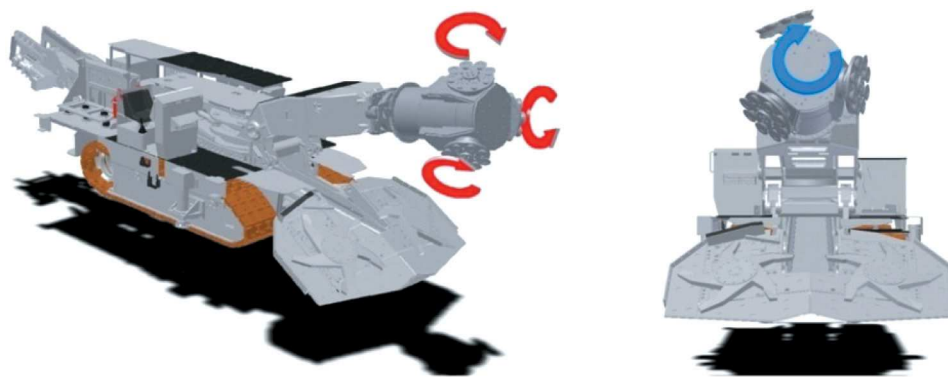


Fig. 3. Kinematic capabilities of new head solution mounted on roadheader KR 150 [3]

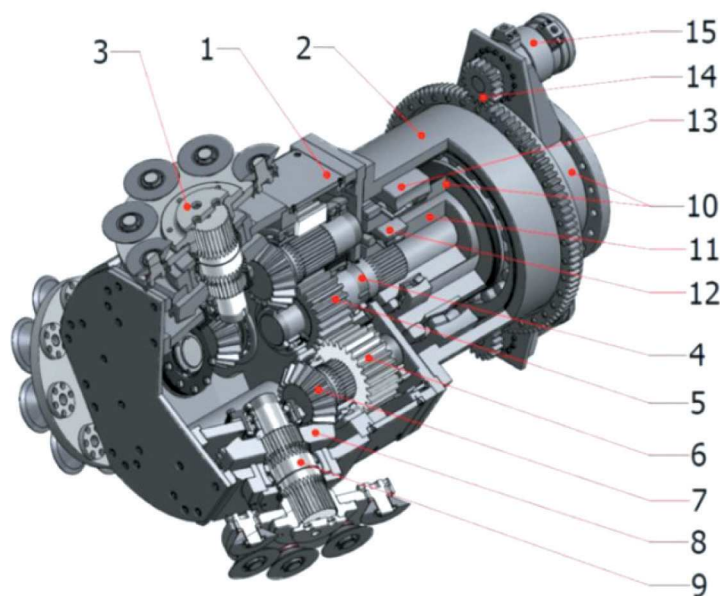


Fig. 4. Model of new head solution with disc tool of complex trajectory [3]: 1 – main gear, 2 – auxiliary gear, 3 – disc plate, 4 – input shaft, 5 – central gear wheel, 6 – orbital gear wheel, 7 – pinion, 8 – face gear, 9 – output shaft, 10 – support, 11 – connector, 12 and 13 – bearings, 14 – body gear, 15 – hydraulic engine

The best effects of the work – the large graining of the winning, low engine load, and limited vibrations – were obtained for the head body rotations of ca 20 rpm at a plates rotation value of ca 60 rpm, with the head body rotating in a counter-clockwise direction and the plates with the disc tools rotating in a clockwise direction.

No considerable symptoms of disc tool wear were noticed for these working parameters. A view of the obtained winning and a typical surface of the mined block (intersection of the cutting lines) is shown in Figure 5.

An increase in the rotations of the plates with disc tools increased the dustiness, and at maximal rotation, sparking even occurred at the contact of the tools with the rock. Whereas, a change of the direction of the head body or the plates with disc tools rotating in the opposite direction had a highly negative influence on the engine load as well as excess wear on the disc tools and plates themselves.

The wear of the plates with disk tools is eliminated by modifying the design of these plates. Instead of flat

and round plates, plates in the shape of flowers were built, with external elements tilted at an angle of about -15° . A view of such a modified plate is shown in Figure 6a. In subsequent tests, no wear was found in the plates. For the next tests, another plate and a universal disc tool holder were designed to allow the disc tool to be mounted in at least three positions by twisting it on a plane passing through the plate's axis. The version with an interchangeable monoblock for three disk tool settings in relation to the disk (at -5° , 45° , and 90° angles in relation to the plate axis) was adopted as the most advantageous. Figure 6b shows a plate view with monoblocks in a version that allows for mounting disk tools perpendicular to the axis of the disk; i.e., at an angle of 90° .

The tests performed for the disk tools mounted at angles of -5° , 45° , and 90° with respect to the plate axis have shown that setting the tools at an angle other than -5° to -15° results in serious damage in a very short time in the form of chipping and breaking the edges of the tools. Therefore, in the next tests,



Fig. 5. View of winning and surface of mined rock block obtained for most favorable set of direction and revolution number of head body and plates with tools [2]

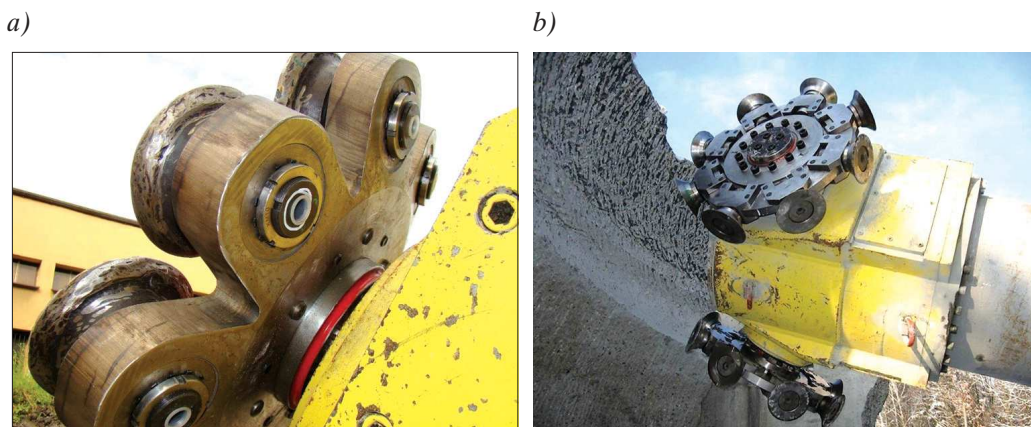


Fig. 6. View of: a) modified solution of plate with disk tools mounted at -5° angle; b) new universal solution of plate with disk tools mounted in interchangeable holders at 90° angle [2]

the disc tools were mounted only in the holders at an angle of -5° . Attempts to install tools armed on the perimeter with sintered carbide inserts instead of smooth disk tools was also unsuccessful. In addition, after a very short period of operation, these tools were seriously damaged – a large number of carbide inserts were broken off. The views after the attempts of the disk tools mounted at an angle of 90° and the disk tools armed with sintered carbide inserts are shown in Figure 7 (and are compared to smooth discs mounted at an angle of -5°).

The new mining head solution has been adapted for mounting on the produced by FAMUR S.A. FR 250 roadheader arm (Fig. 8), which has greater power and is heavier. The conducted concrete block mining tests showed that this roadheader is more suitable for using the disc mining head than the KR 150 roadheader. The mining head worked in a much more stable fashion.

The proposed solution of the mining head with asymmetrical disk tools with the complex trajectory of motion showed its usefulness during the mining of hard rocks; it can be used as an alternative to the milling heads of the roadheaders. In order to obtain the best working parameters of the mining head (large grain size of the output, low load of the drive motors, and limited vibrations), it is also necessary to choose the right direction and rotary speed value of the mining head body and plates with the disk tools. However, it is purposeful to carry out further tests to develop the technology of its operation during the excavation of galleries and tunnels.

On the basis of the results of the conducted field tests, it was also found that the method of their setting in relation to the discs axis and the material from which they were made are very important for the efficiency of the mining and durability of the disc tools.

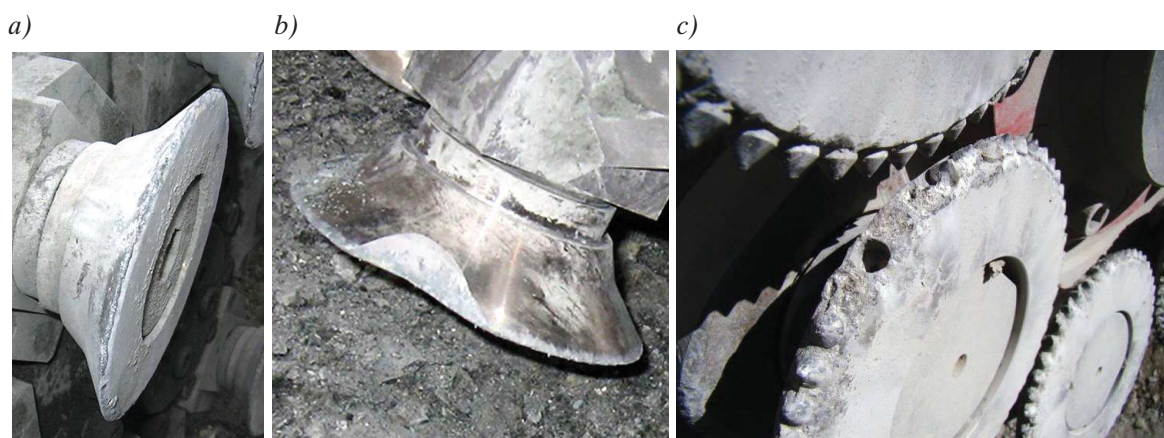


Fig. 7. View of wear of disk tools after mining tests: a) mounted under -5° angle; b) mounted under 90° angle; c) armored with carbide inserts [2]



Fig. 8. View of mining head with disc tools mounted on type FR 250 roadheader during field tests

The most favorable is to set them so that the axis of rotation of these tools is inclined at an angle within a range of -5° to -15° relative to the axis of plate rotation. It is also suggested to include an automatic arm control system to ensure smooth movement of the mining head in a future solution.

3. TEMPORARY, WALKING, MECHANIZED MINE ROADWAY SUPPORT

In the process of gallery drilling, regardless of the drill method used (drilling and blasting material firing or mechanical mining), one of the longer-lasting operations is the assembly of a gallery lining. It often absorbs up to 40% of the total time spent for gallery drilling. Reducing the time of this operation is possible, for example, by using mechanized work platforms, allowing for the assembly of large lining elements outside the gallery face and transporting them to the face after finishing the mining process. In the Department of Mining, Dressing, and Transport Machines, it was decided to return to the ideas implemented in the 1980s; i.e., a mechanized temporary roadway support. This allows the machines to work under a roof secured by such a support; in parallel, behind this support the process of assembly the final lining is carried out. The temporary linings used at that time did not have great possibilities to adapt to the variable geometric parameters of the gallery; also, their cyclical extending and sliding negatively influenced the condition of the gallery roof [4].

In the Department of Mining, Dressing, and Transport Machines, it was assumed that the support would be adapted for cooperation with both drilling machines – the roadheader and the machines used in the traditional explosive method. In addition, it will be able to increase its length by adding modular segments up to 16 m, and an LP-type arc steel lining will be mounted behind it. Another difference will be the offloading of the floor elements of the support during the movement as well as moving the support in contact with the roof. Based on the above assumptions, a preliminary concept of a temporary mechanized walking support has been developed. It was designed as a modular construction with the possibility of adding or subtracting individual segments [4, 5]. A view of a support set consisting of six segments is shown in Figure 9.

The support consists of two marginal sets (1) and four identical inside sets (2). In the lower straight-lined segment, the arcs are equipped with shift cylinders having a stroke of 300 mm^3 , whereas the nominal support dimension is obtained for a shift cylinder advance of 150 mm (the remaining 150 mm is considered to be a reserve). The individual segments are joined together via four feed cylinders (4). Because of the operational mode, the marginal shift cylinders are two-side acting, and the others are one-side acting. In addition, the arcs are joined together with pipe-type guides (5) assuring their stability during the drawing-off phase. Moreover, a considerable part of the support set is covered with a special shield, which is designed in such a manner that it protects the heading against rock waste, plays the role of

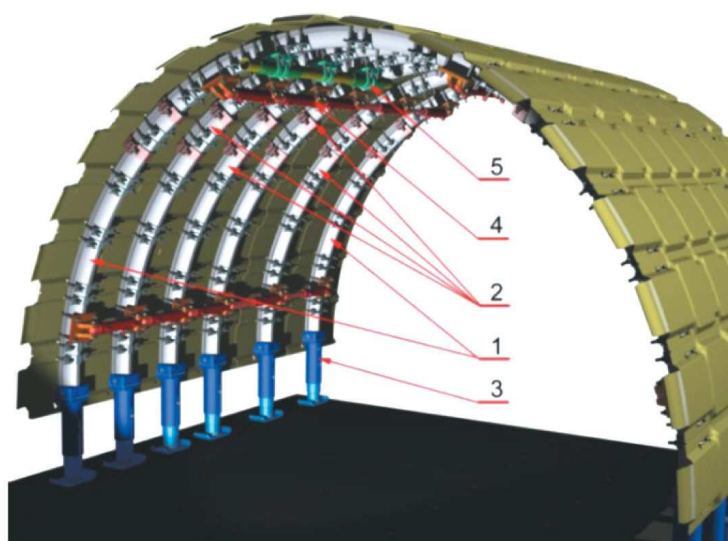


Fig. 9. Model of mechanized temporary roadway support [9]: 1 – marginal sets, 2 – inside sets, 3 – shift cylinders, 4 – feed cylinders, 5 – pipe-type guides

a guiding element, and allows for sheet metal plates and other equipment to be mounted on the arcs. In the case of the presented solution, the mechanized temporary support is adapted for driving the roadways of cross-sections tailored to the support of LP 9 and LP 10 (depending on the type of applied arcs). Just one set relative advance of the other amounts to 280 mm; this results from the assumed feed cylinder strokes. The scale (i.e., the distance between the individual segments during machine operation with an advanced shift cylinder) amounts to 900 mm [5].

After installing the support set to the length determined by the type of roadheader or mining and loading machine, it is possible to start the work cycle. As the face of the gallery advances, individual segments of the support are robbed (offloaded) by sliding the hydraulic actuators placed in the support feet (starting from the gallery face and moved forward by means of actuators). After moving the individual segment, it is spread again; then, the sequential moving of the remaining support segments to the last one is carried out. Due to the ratio of the mining web to the stroke of the feed hydraulic actuator, it is assumed to control two or three arc sets in one cycle. For the proper implementation of this operation, it was necessary to develop and execute a control system for individual segments of support.

On the basis of the developed project at the Hydromel Factory, a prototype of a six-element temporary mechanized roadway support with a power supply and control system was made (Fig. 10). During the

workplace tests, the support correctly performed all of the assumed activities. The further part of the trials was carried out in the Janina Coal Mine in Libiąż, Poland underground conditions. These tests also showed no major problems during the operation of the new temporary support. Only the hydraulic power and control system should be modified in terms of its automation; currently, the control is carried out manually.

As mentioned above, the temporary support is adapted for cooperation with the roadheaders and machines used in the explosive method. In both cases, these machines work under the protection of a temporary support – the length of which can be as much as 16 meters. Figure 11 shows the model of cooperation of the temporary mechanized support enclosure with a roadheader. All machines and basic devices of the roadway complex (1 to 5) are located under the support, successively moving forward as the gallery face is being drilled. Behind the support, the LP (8) final steel arc lining is installed. You can use ready-made solutions of work platforms with manipulators (6, 7). The Department of Mining, Dressing, and Transport Machines has developed its own concept of such a platform with a manipulator (Fig. 12), moving on a rail suspended under a previously made LP steel arc lining. The platform is equipped with a hydraulic manipulator, the construction of which allows for both lifting the lining elements from the floor as well as their movement and assembly into the ready arches of the lining [6].

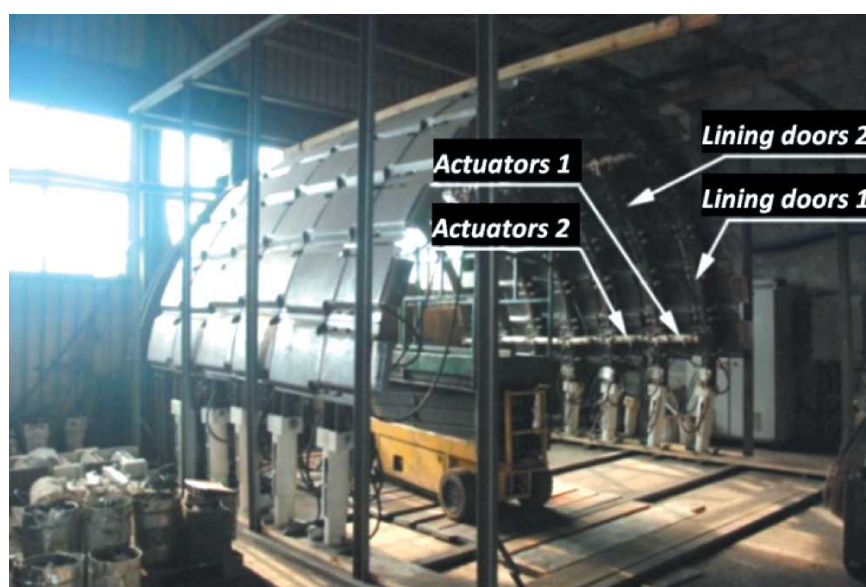


Fig. 10. View of mechanized temporary roadway support before field tests

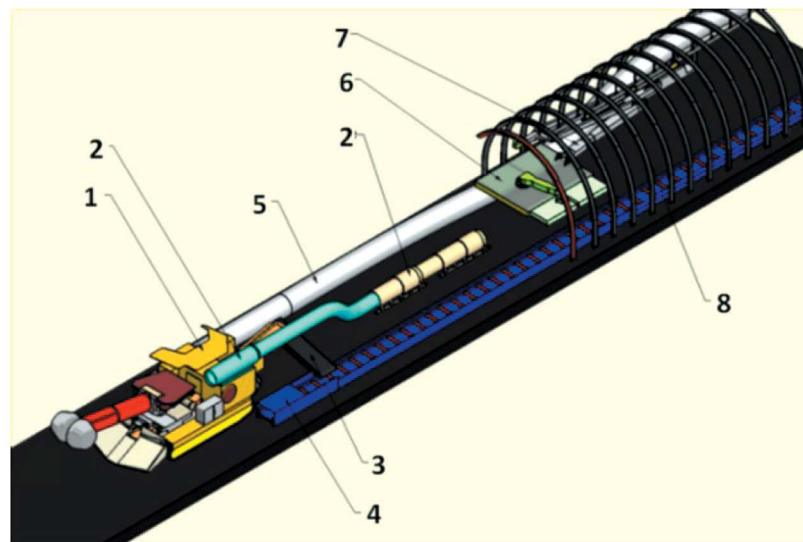


Fig. 11. Model of collaboration of mechanized temporary roadway support with roadheader: 1 – roadheader, 2 – dust precipitator, 3 – bridge conveyor, 4 – chain conveyor, 5 – ventilation pipe, 6 – working platform, 7 – manipulator, 8 – steel arc lining LP

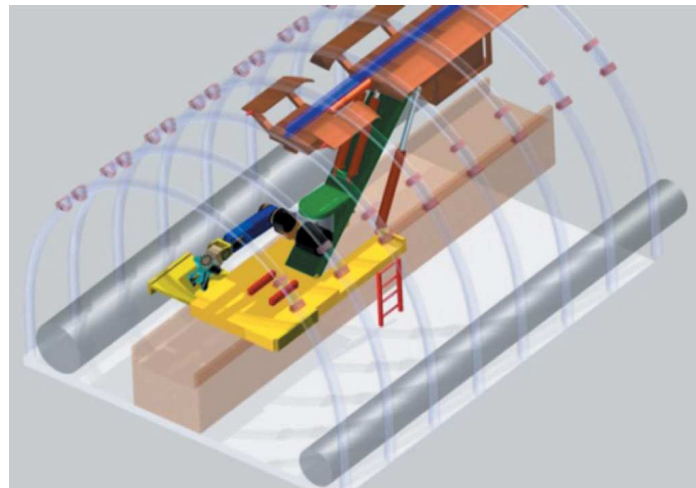


Fig. 12. Concept of working platform with manipulator for final assembly of steel arc lining LP [6]

4. LONGWALL COMPLEX WITH SINGLE-CUTTING HEAD SHEARER USED FOR THIN COAL SEAM EXPLOITATION

In Poland, underground mine coal covered in thin coal seams constitutes a significant part of the resources, and the low heights of the seams cause a number of limitations affecting the efficiency of coal mining. Currently, coal plows are used for exploiting these thin seams. On the other hand, longwall shearers are considerably less effective when used in thin seams, and the efficiencies are sometimes even several times lower. This is connected with the difficult loading of winning. In the Department of Mining, Dressing, and

Transport Machines, a new solution for a mining machine intended for coal mining in low walls with only one mining head has been developed. The thin-seam shearer fulfills the following requirements that differ from those used so far: separation of the milling process from the loading process, the use of a chain feed system, and the possibility of starting a new cut without the necessity of slotting.

In the scheme in Figure 13, the locations of the individual components of the longwall complex are shown: the mechanized longwall system is equipped with a single cutting head (1), a face armored conveyor (2), a stage loader (4), and a mechanized longwall support (3). The location of the face armored conveyor

drives (6) and the drive units of the shearer advance (5) decides the location of the driver chain, which is located at the goaf side. The orientation of the shearer advance drives (5) (perpendicular or parallel) is arbitrary [7, 8].

A concept of the single cutting head shearer is shown in Figure 14. The shearer consists of the body (2), a centrally mounted single cutting head (1), and two overhead loaders (3, 4). The loader (3) is in the active position, whereas the loader (4) is in the standby position. The shearer is pulled on conveyor troughs (5) with use of the chain (6). The chain (7) is a passive branch for a given velocity.

The diameter of such a shearer is matched to the coal seam thickness, and the selected cutting head has no screw plates. Normally realized by the screw plates, the loading function is now realized by the loaders. Separation of the loading process from the cutting process is one of the major advantages of the presented solution. During longwall shearer operation, its kinematic parameters can be increased without risks related to the problems of loading material onto a conveyor, which was the major factor limiting the output increase. The loading of the winning

onto the conveyor is executed by the loader (which is assembled after the direction change), whereas the second loader is set into operational position.

The shearer moves traditionally along the conveyor; however, the chain advance system (which is realized via drive units located in the roadways) is applied. Such a solution allows for a considerable decrease in the shearer's overall dimensions, as the drive units are removed from the shearer body. Moreover, in the case of a break down, the shearer can be pulled away into the roadway, which eliminates the necessity of entering the longwall (i.e., repairs executed in limited space).

The determined geometrical and kinematic parameters of the single cutting head longwall shearer, face armored conveyor, and longwall mechanized support allowed for the development of the preliminary project of the longwall complex in question (as well as its 3D in model the program Autodesk Inventor) (Fig. 15). The longwall shearer system consists of a single cutting head shearer (1), a face armored conveyor (2), a mechanized section of the longwall support (3), and a stage loader. At both ends of the longwall conveyor, its drive (5) and drive (6) of the shearer are mounted.

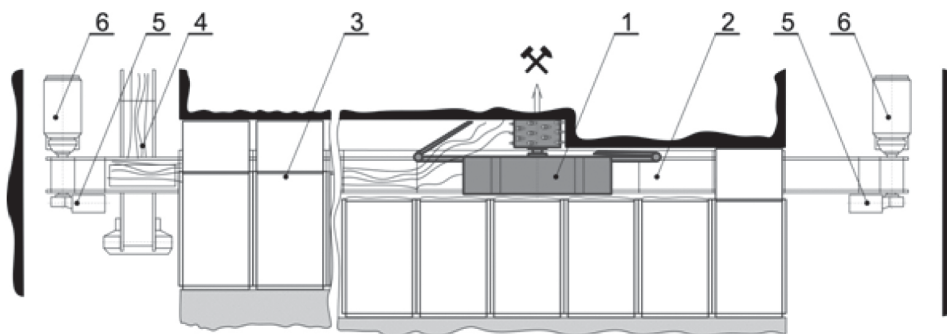


Fig. 13. Scheme of mechanized longwall system equipped with single cutting head shearer [7]

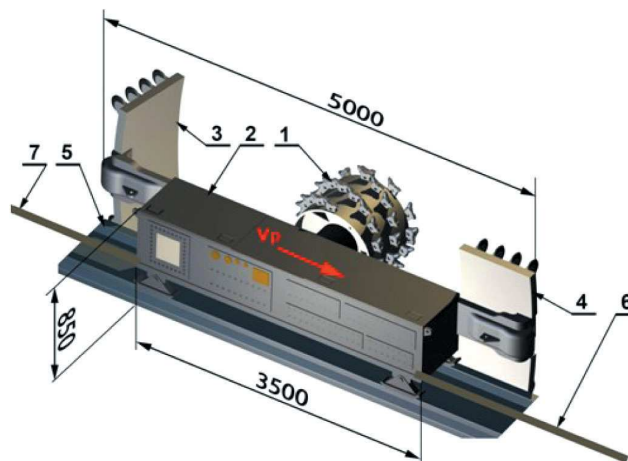


Fig. 14. Concept of single cutting head longwall shearer [7]

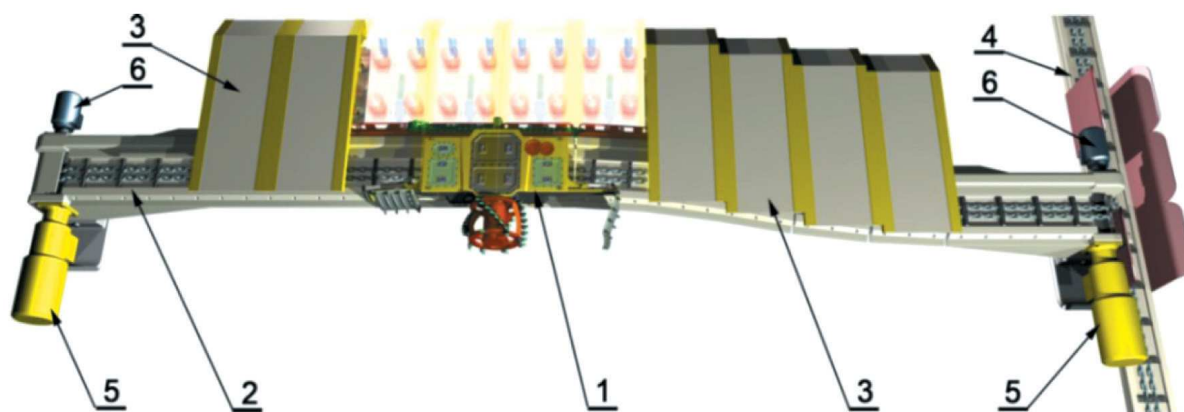


Fig. 15. Model of mechanized longwall system equipped with single cutting head shearer [5]

The shearer body is designed in such a manner that there is enough space for a 2×120 kW drive unit for the cutting head (according to actual solution reviews) together with a planetary gear, safety devices, a lubrication system, and a water cooling system. Besides the driving devices, a hydraulic system powered from the cutting head drive as well as automation, control, and diagnostic systems are provided. The hydraulic system assures a change in the loader's position and is also used for a shearer shifting along the slippers. The size of the individual elements was selected taking into account the shape and size of the actually used subassemblies of the longwall shearers and coal plows.

The designed system of the thin coal seams exploitation equipped with a single cutting head shearer is designed for two-way mining operation technology. A lack of a slotting phase and full web mining on the whole longwall length are major characteristic features of the technology in question. Cutting head replacement in the case of a seam thickness change is possible, and the control system of machine operation is operated via corrective servo motors.

5. INNOVATIVE MINING AND HAULING SYSTEM FOR SHAFT SHEARER

Shaft drilling technology in Poland is based primarily on the blasting method; however in the LGOM district, it is also made with a special technology that uses mechanical rock mining with strengths up to 35 MPa. In this case, the mining machine used in the KDS-2 shaft shearer is the KWB-6 longwall

shearer arm adapted for this purpose (equipped with one milling worm organ mounted with radial picks). The prevalent mining and geological conditions in the drilled shafts enforce the use of freezing the rock mass. The KDS-2 shaft shearer is adapted to cooperate with various types of equipment installed in the shaft face (and with a grab loader in particular). The process of shaft drilling consists of mining the bottom of the shaft using a milling worm organ and loading the output with a grab loader. The properties of the excavated rock mass and the technology of the organ's operation (vertical axis of its rotation – Fig. 16) make it difficult to cut the bottom of the shaft due to its sticking. Therefore, breaks are required to clean the mining head body as well as output the loading during the operation of the shearer [9].

Taking this under consideration, the Department of Mining Machines proposed the concept of a new generation of a shaft complex that will carry out the following processes in parallel. Mining is implemented as a continuous process by the milling mining head attached to the working platform in a way that allows for mining the entire bottom of the shaft. The loading and output haulage are carried out continuously by the scooping (plowshare loader) and a set of belt and bucket conveyors. Temporary supporting of the side walls with steel panels is realised at the same time using integrated hydraulic cylinders. This complex is designed for shaft drilling with a diameter of 8.5–9.5 m. The developed concept utilizes the construction proposed by ITG KOMAG (the spreading system and arm of the mining head). The shaft complex model developed on the basis of this concept is shown in Figure 17 [10].



Fig. 16. View of suspension boom of mining head drive system together with head and mining cutter in KDS-2 shaft shearer [9]

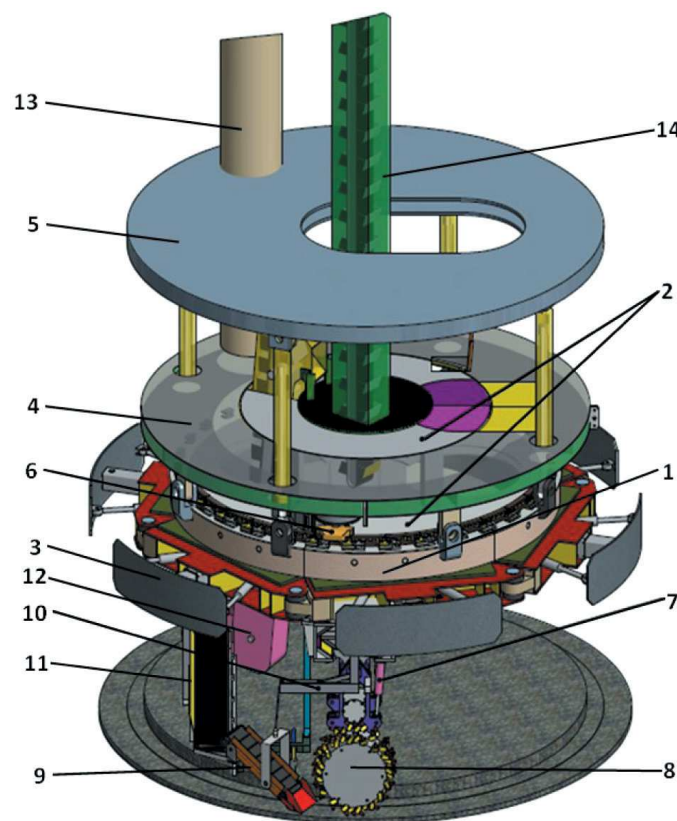


Fig. 17. Model of developed shaft complex [10]: 1 – working platform, 2 – rotary ring, 3 – expanding system, 4 – fixed working platform, 5 – permanent working platform, 6 – drive of working platform rotation, 7 – actuators for arm lifting, 8 – milling mining head, 9 – short belt conveyor, 10 – actuators for short belt conveyor lifting, 11 – linear belt conveyor, 12 – overflow and short bucket conveyor, 13 – ventilation pipe-line, 14 – long bucket conveyor

An innovative solution for a shaft shearer is a mining and loading unit (Fig. 18). The mining unit includes a longwall shearer arm with a mining head, two arm lift cylinders, and a lifting system of a short conveyor with a mining head arm. The shearer arm is an adapted arm of the longwall shearer with a milling mining head driven by a 250 kW motor. The mining head slotting takes place by means of two cylinders

placed on one side of the arm. When slotting, the platform rotating ring rotates at the working speed.

During the rotation of the platform rotating ring, the mining head makes cuts with a rectangular cross-section and width equal to the web of the mining head and the height equal to the depth of the mining. After one cut, the mining head is lifted; then, the platform rotary ring returns to the starting position.

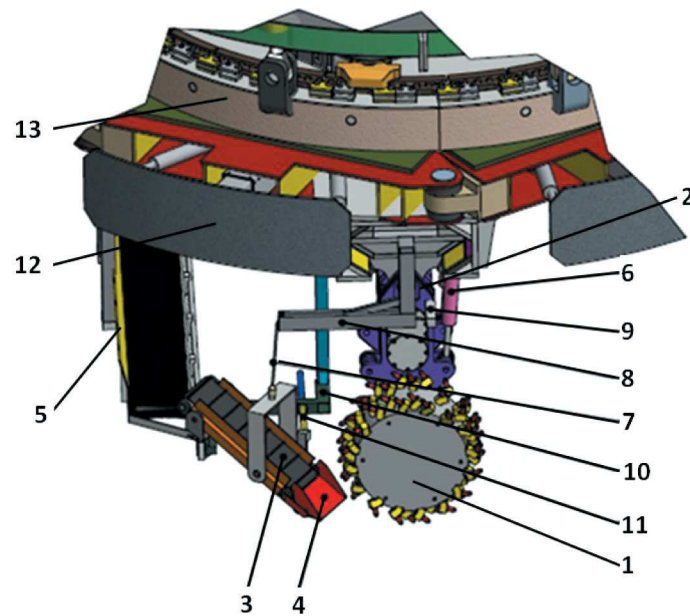


Fig. 18. Model of innovative mining and loading device developed for shaft complex [10]: 1 – milling mining head, 2 – arm, 3 – short belt conveyor, 4 – scraper, 5 – linear belt conveyor, 6 – actuators for arm lifting, 7 – steel rope, 8 – actuators for short belt conveyor lifting, 9 – rope fixing, 10 – conveyor moving system, 11 – conveyor rotation actuator, 12 – expanding system, 13 – rotary ring

It is necessary to slot the mining head in the new section; i.e., in a new position, towards the axis of the shaft, with the value of the mining head web. During the slotting for subsequent cuts, the mining head moves along the linear guide in the direction of the shaft axis simultaneously with the rotation of the ring, which results in the spiral movement of the body until it reaches the position in the new cutting. The execu-

tion of subsequent cuts takes place in the same way until the whole shaft bottom layer is mined (Fig. 19). During the phase of slotting and normal mining, the short belt conveyor moves behind the mining head and hauls the output to the horizontal (linear) belt conveyor [11].

The conveyor set is the last “link” of the closed operation of the shaft shearer. Through the scraper

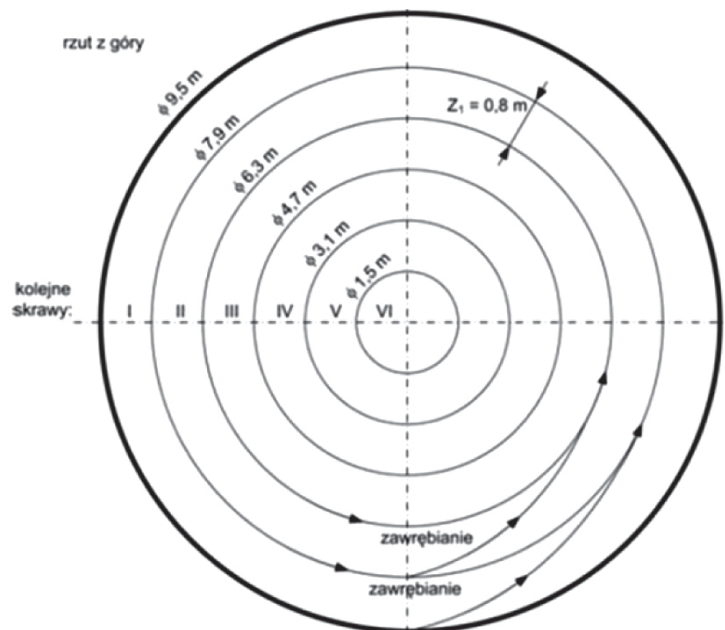


Fig. 19. Diagram of technology of making subsequent cuts of bottom of shaft [11]

and short belt conveyor, the output from the mining head is loaded onto the horizontal belt conveyor and then moved to the dumping unit. From the dumping unit, the output is removed by a short bucket conveyor and transported to the output bunker. From the output bunker, the bucket conveyor hauls the output outside the working platform to a height set by the user. The short conveyor is lifted by means of a steel cable connected through a lifting system between the shearer's arm and a short conveyor belt. An actuator has also been introduced to allow the short belt conveyor to straighten (relative to the horizontal conveyor) during the passage of the mining head arm to the center of the shaft.

At the same time, the presented shaft complex carries out the process of mining, loading, and hauling the output from the bottom of the shaft. The cutting width of the mining head was set at 0.8 m (with an acceptable value of 1.0 m). According to the adopted assumptions, the mining takes place by means of the milling mining head with the horizontal axis. Before starting the mining, the working platform with the shearer is set at such a distance from the bottom of the shaft so that the organ can make a web at a depth of 0.3 m (maximum – 0.35 m). The slotting takes place by means of the pivoting arm of the mining head. When lowering the work platform, the long bucket conveyor is also lowered. After establishing and spreading the working platform, the slotting phase takes place. During the slotting, the platform rotary ring performs a rotational movement with the working speed. During the rotation of the platform rotating ring the milling mining head makes a toroidal shape with a rectangular cross-section of the width equal to the width of the mining head. After making one cut, the organ is lifted, and the platform rotary ring returns to the starting position. Then, it is necessary to slot the mining head in the new cut; i.e., in a new position towards the axis of the shaft by the value of the mining head web (as shown in Figure 19). During the phase of the excavation and normal mining, the plowshare loader moves behind the mining head and loads the output to the conveyor assembly. The long bucket conveyor haulage the output outside the working platform to the required height resulting from the equipment used in the shaft complex. After making the full shaft bottom layer, the organ returns to the initial position, and the next cut is made with a 0.3 meter depth by leaving the platform with the shearer.

The presented shaft shearer differs from the complexes available on the market as well as those known from the literature. It is characterized by a modular structure with wide modification possibilities, which translates into many variants adapted to different working conditions, needs, and requirements of the user and coexisting in the excavation of the machines and devices.

6. SUMMARY

The machine and equipment solutions presented in this article are the result of research carried out at the Department of Mining, Dressing, and Transport Machines. They are innovative solutions that are not currently encountered in Polish mining. Some of them have already been successfully subjected to field testing, while the remaining solutions are currently at the stage of preliminary project preparation (with the implementation of prototypes on this basis). It can be forecasted that, in the near future, several of the solutions presented in the article may be successfully used in Polish underground mining.

References

- [1] Kotwica K., Gospodarczyk P., Stopka G., Kalukiewicz A.: *The designing process and stand tests of a new solution of a mining head with disc tools of complex motion trajectory for compact rocks mining*, "Quarterly Mechanics and Control" 2010, 29, 3: 119–129.
- [2] Kotwica K., Gospodarczyk P., Stopka G., Puchała B., Słowiński A.: *Wyniki prób poligonowych głowicy urabiającej nowej generacji z narzędziami dyskowymi o złożonej trajektorii ruchu*, "Przegląd Górniczy" 2011, 11: 31–36.
- [3] Kotwica K., Gospodarczyk P., Stopka G.: *A new generation mining head with head with disc tool of complex trajectory*, "Archives of Mining Sciences" 2013, 58, 4: 985–1006.
- [4] Kotwica K., Krauze K., Wydro T.: *Zastosowanie tymczasowej obudowy zmechanizowanej w procesie drążenia wyrobisk korytarzowych*, "Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej" 2007, 1765, 280: 311–325.
- [5] Krauze K., Bołoz Ł., Wydro T.: *Prototype of temporary mechanized mine roadway support of the dog headings. Theory and technique of coal mining and disaster prevention in deep mines*, in: *Proceedings of international mining conference, Anhui University of Science and Technology, China*, 2014: 538–545.
- [6] Krauze K., Bołoz Ł., Wydro T.: *Urządzenie do montażu łukowej obudowy podatnej w podziemnych wyrobiskach korytarzowych*, Opis zgłoszeniowy wynalazku, PL 412667 A1, "Biuletyn Urzędu Patentowego", 2016: 33.
- [7] Bołoz Ł.: *Unique project of single-cutting head longwall shearer used for thin coal seams exploitation*, "Archives of Mining Sciences" 2013, 58, 4: 1057–1070.

- [8] Krauze K., Bołoz Ł.: *Model jednoorganowego frezującego kombajnu ścianowego*, "Napędy i Sterowanie" 2010, 12: 120–123.
- [9] Kotwica K., Krauze K., Bołoz Ł., Twardak E.: *Wpływ warunków górniczo-geologicznych w drążonym szybie na pracę organu urabiającego kombajnu szybowego*, in: *Problemy bezpieczeństwa w budowie i eksploatacji maszyn i urządzeń górnictwa podziemnego*, red. K. Krauze, Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego, Katowice–Łódź 2010: 134–146.
- [10] Krauze K., Bołoz Ł., Wydro T., Mucha K.: *Kompleks szybowy nowej generacji*, in: *Mechanizacja, automatyzacja i robotyzacja w górnictwie. T. 2: Problemy eksploatacji i zarządzania w górnictwie podziemnym i odkrywkowym*, red. K. Krauze, CBiDGP Łódź–Kraków 2017: 103–112.
- [11] Krauze K., Bołoz Ł., Wydro T.: *Zmechanizowany frezujący kompleks szybowy*, IV Polski Kongres Górniczy, Kraków 2017: 105–106.

KRZYSZTOF KRAUZE, prof.
KRZYSZTOF KOTWICA, prof.
Department of Mining, Dressing
and Transport Machines

Faculty of Mechanical Engineering and Robotics
AGH University of Science and Technology
al. Mickiewicza 30, 30-059 Krakow, Poland
{krauze, kotwica}@agh.edu.pl

KRZYSZTOF KRAUZE
KRZYSZTOF KOTWICA

Innowacyjne rozwiązania maszyn górniczych opracowane w Katedrze Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych Akademii Górniczo-Hutniczej

Eksploracja surowców mineralnych metodami podziemnymi staje się coraz trudniejsza ze względu na warunki górniczo-geologiczne, w jakich te surowce zalegają. Wiąże się to z głębokością zalegania i miąższością eksploatowanych pokładów, trudniej urabialnymi skałami oraz warunkami klimatycznymi. Drażnienie wyrobisk udostępniających i przygotowawczych, a także prowadzenie eksploatacji w takich warunkach wymaga specjalnie do tego opracowanych i wykonanych maszyn. W Katedrze Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych AGH w Krakowie w ostatnich latach opracowano szereg innowacyjnych rozwiązań, które mogą być zastosowane do maszyn i urządzeń pracujących w ciężkich warunkach górniczo-geologicznych. W niniejszym artykule przedstawiono wybrane rozwiązania: głowicę z narzędziami dyskowymi niesymetrycznymi o złożonej trajektorii ruchu dla kombajnów chodnikowych, tymczasową, zmechanizowaną i kroczącą obudowę chodnikową, unikalny kompleks ścianowy dla niskich pokładów z kombajnem węglowym jednoorganowym oraz innowacyjny układ urabiania i odstawy do mechanicznego drażnienia szybów z wykorzystaniem kombajnów szybowych.

Słowa kluczowe: innowacyjne rozwiązania, maszyny górnicze, urabianie, wydajność, bezpieczeństwo

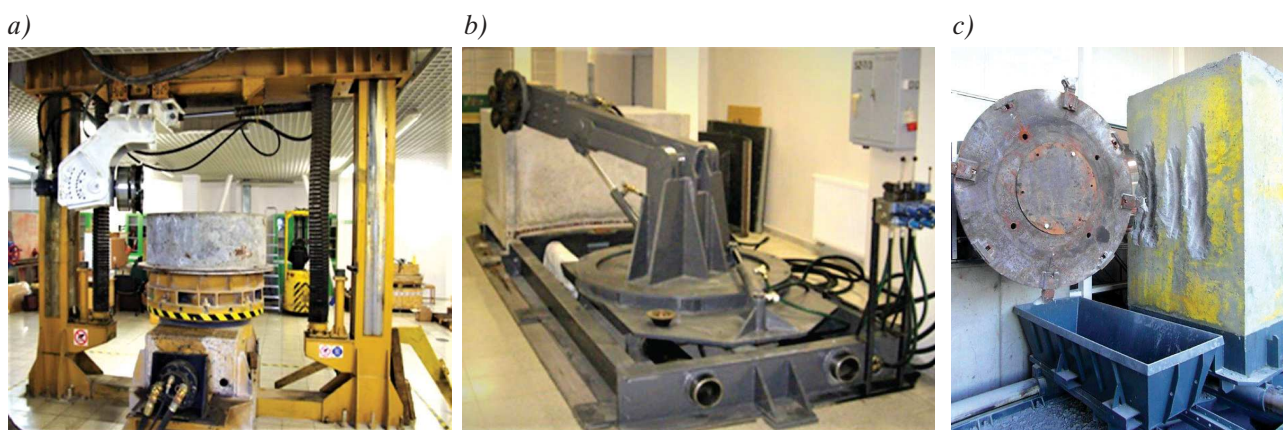
1. WSTĘP

Warunki górniczo-geologiczne, w jakich zalegają w Polsce surowce mineralne eksploatowane metodami podziemnymi, stają się coraz trudniejsze. Wiąże się to z większymi głębokościami ich zalegania, warunkami klimatycznymi, a także coraz trudniej urabialnymi skałami. Powoduje to, że obecnie stosowane technologie udostępniania i wybierania kopalin są coraz bardziej zawodne lub nie pozwalają na osiągnięcie zadowalającej wydajności. Aby zaradzić temu problemowi, w Katedrze Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych już od wielu lat prowadzone są próby konstruowania maszyn i urządzeń, które będą w stanie wydajnie pracować w trudnych warunkach górniczych.

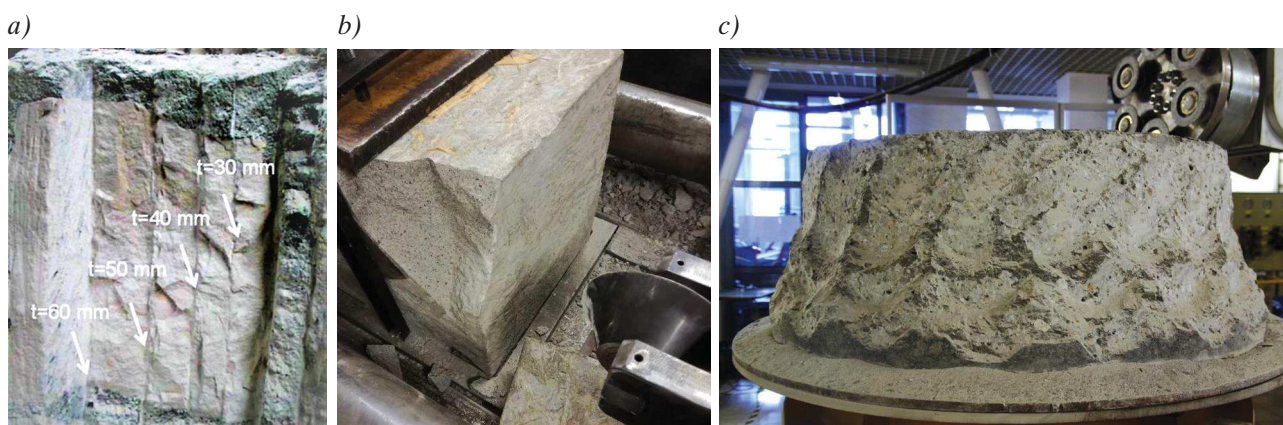
W pierwszej kolejności opracowano i wykonano kilka unikalnych, nie tylko w skali kraju stanowisk badawczych, na których prowadzono badania nad zasto-

sowaniem nowych narzędzi urabiających i technik urabiania skał zwięzłych. Są to między innymi stanowiska do badania procesu urabiania skał pojedynczymi narzędziami (rys. 1a), urabiania skał narzędziami dyskowymi (rys. 1b) i urabiania skał organami frezującymi ślimakowymi (rys. 1c).

Wyniki przeprowadzonych na tych stanowiskach badań, przykładowo pokazane na rysunku 2, pozwoliły na opracowanie nowych narzędzi i głowic urabiających, które mogą zostać wykorzystane podczas urabiania skał zwięzłych i bardzo zwięzłych. Najbardziej obiecującym kierunkiem jest wykorzystanie w procesie urabiania skał mininarzędzi dyskowych symetrycznych i niesymetrycznych oraz tak zwanej techniki tylnego podcinania. Technika ta – w porównaniu z techniką frezowania lub statycznego miażdżenia – pozwala na zmniejszenie energochłonności procesu urabiania i zwiększenie granulacji urobku.



Rys. 1. Stanowiska badawcze do badania procesu urabiania skał: a) pojedynczymi narzędziami; b) narzędziami dyskowymi; c) organami frezującymi ślimakowymi



Rys. 2. Wyniki badania procesu urabiania skał z wykorzystaniem: a) pojedynczej tarczy z narzędziami dyskowymi w ruchu prostym; b) pojedynczego narzędzia dyskowego; c) pojedynczej tarczy z narzędziami dyskowymi w ruchu złożonym

Wykorzystując natomiast doświadczenia uzyskane podczas realizacji prac badawczych w przemyśle wydobywczym, zaproponowano opracowanie nietypowych oraz innowacyjnych rozwiązań maszyn, które można zastosować przy eksploatacji niskich pokładów węgla, drążeniu korytarzowych wyrobisk przygotowawczych i udostępniających, a także szybów. Wyniki tych prac prowadzonych w Katedrze MGPIiT zostały zaprezentowane w niniejszym artykule.

2. GŁOWICA URABIAJĄCA DO KOMBAJNÓW CHODNIKOWYCH O ZŁOŻONEJ TRAJEKTORII RUCHU

W polskim górnictwie bardzo duża liczba wyrobisk korytarzowych drążona jest metodami mechanicznymi z wykorzystaniem ramionowych kombajnów chodnikowych, wyposażonych w organy frezujące. Stosowane na tych organach narzędzia – noże styczno-obrotowe, w niekorzystnych warunkach górniczo-geologicznych lub przy nieprawidłowych warunkach

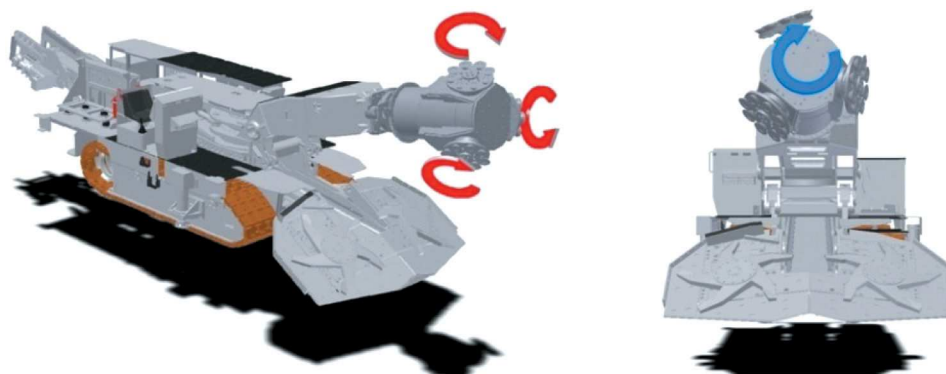
pracy, ulegają przyspieszonemu zużyciu. Wpływa to na prędkość i koszty drążenia wyrobisk. W Katedrze MGPIiT zaproponowano więc wykorzystanie na organach urabiających mininarzędzi dyskowych niesymetrycznych. Narzędzia te wykorzystuje się w technice mechanicznego urabiania skał nie tylko jako narzędzia zgniatające, ale również jako narzędzia odłupujące. Zasadą techniki podcinania jest urabianie skały przez odcinanie jej w kierunku wolnej powierzchni.

Narzędzie dyskowe działa na skałę stycznie do powierzchni urabianej calizny, podobnie jak to ma miejsce w przypadku narzędzia skrawającego, jednak odmiennieść tej metody polega na wykorzystaniu ruchu obtaczania dysku, co eliminuje skutecznie tarcie ślizgowe na rzecz tarcia toczonego. Wykorzystanie narzędzi dyskowych w ten sposób obniża zużycie energii i wartość siły docisku, co daje możliwości konstrukcji maszyny urabiającej o odpowiednio mniejszej mocy i mniejszej masie własnej niż w przypadku klasycznych dysków miażdżących, działających w kierunku prostopadłym do powierzchni urabianej calizny [1–3].

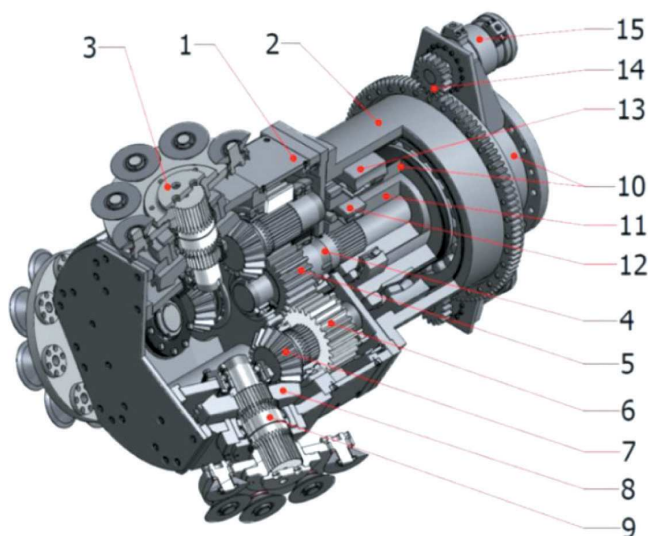
Na podstawie analizy stanu techniki światowej i wyników badań własnych w Katedrze MGPIiT opracowano nową koncepcję organu, w którym ruch narzędzi dyskowych jest wymuszony i powoduje urabianie skalnej narzędziami dyskowymi po złożonej trajektorii. Pozwala to na przecinanie się linii urabiania poszczególnych narzędzi oraz ułatwienie urabiania skał zwięzłych przez wyłamywanie bruzd skalnych. Zmniejsza to energochłonność procesu urabiania. W tym celu zabudowano narzędzia dyskowe na oddzielnych tarczach, zamontowanych obrotowo na płaszczu organu urabiającego i napędzanych niezależnie od niego. Projekt i model nowego rozwiązania głowicy z narzędziami dyskowymi o złożonej trajektorii wykonano we współpracy z Zakładami REMAG S.A (obecnie FAMUR S.A.). Założono opracowanie i przystosowanie nowego rozwiązania głowicy dla produkowanego przez REMAG S.A. kombajnu chodnikowego

go KR 150. Na podstawie analizy głowic frezujących wykorzystywanych w tym kombajnie założono, że długość nowego rozwiązania nie powinna przekraczać 1750 mm, jej średnica 860 mm, a masa 5 t. Opracowany model głowicy zakładał zabudowanie na jego kadłubie trzech tarcz z ośmioma narzędziami dyskowymi. Kadłub płaszcz miał możliwość niezależnego obrotu względem tarcz z narzędziami dyskowymi. Możliwości kinematyczne nowego rozwiązania głowicy przedstawiono na rysunku 3, a jej model pokazano na rysunku 4 [1, 3].

Na podstawie opracowanego modelu sporządzono projekt techniczny i wykonano egzemplarz głowicy przeznaczony do zabudowy na kombajnie KR 150 i prób poligonowych w zakładach REMAG S.A. Próby te wykonano na wielkogabarytowym bloku betonowym o wytrzymałości na jednoosiowe ściskanie R_c około 80 MPa.



Rys. 3. Możliwości kinematyczne nowego rozwiązania głowicy zabudowanej na kombajnie chodnikowym KR 150 [3]



Rys. 4. Model nowego rozwiązania głowicy z narzędziami dyskowymi o złożonej trajektorii [3]: 1 – przekładnia główna, 2 – przekładnia pomocnicza, 3 – tarcza dyskowa, 4 – wał wejściowy, 5 – koło zębate centralne, 6 – koło zębate orbitalne, 7 – zębniak, 8 – koło talerzowe, 9 – wał wyjściowy, 10 – wspornik, 11 – łącznik, 12 i 13 – łożyska, 14 – przekładnia korpusu, 15 – silnik hydrauliczny

Najkorzystniejsze efekty pracy – duże uziarnienie urobku, małe obciążenie silników napędowych oraz ograniczone drgania, uzyskano dla prędkości obrotowej kadłuba głowicy około 20 1/min, przy wartości prędkości obrotowej tarcz około 60 1/min i obrotach kadłuba głowicy przeciwnych do ruchu wskazówek zegara oraz obrotach tarcz z narzędziami dyskowymi zgodnymi z ruchem wskazówek zegara.

W przypadku takich parametrów pracy głowicy nie stwierdzono większych oznak zużycia narzędzi dyskowych. Widok uzyskanego urobku i charakterystycznej powierzchni (przecinających się linii skrawania) urobionego bloku pokazano na rysunku 5.

Zwiększenie prędkości obrotowej tarcz z narzędziami dyskowymi powodowało wzrost zapylenia, a przy prędkości maksymalnej występowało nawet iskrzenie przy kontakcie narzędzi z urabianą próbką. Natomiast zmiana kierunku obrotów kadłuba głowicy lub tarcz z narzędziami dyskowymi na przeciwny miała negatywny wpływ na wartość obciążenia silników

oraz zużywanie się zarówno narzędzi dyskowych, jak i samych tarcz.

Zużywanie się tarcz z narzędziami dyskowymi wyeliminowano, wprowadzając modyfikacje konstrukcji tych tarcz. W miejsce płaskich i okrągłych tarcz zabudowano tarcze w kształcie kwiatu, z zewnętrznymi elementami odchylonymi pod kątem około -15° . Widok takiej zmodyfikowanej tarczy pokazano na rysunku 6a. W dalszych próbach nie stwierdzono już zużycia tarcz. Do kolejnych badań opracowano tarczę i uniwersalny uchwyt narzędzia dyskowego, który miał pozwolić na mocowanie dysku w co najmniej trzech pozycjach w wyniku jego skrócenia w płaszczyźnie przechodzącej przez oś tarczy. Jako najkorzystniejszą przyjęto wersję z wymiennym monoblokiem dla trzech ustawień dysku względem tarczy pod kątem -5° , 45° i 90° względem osi tarczy. Na rysunku 6b przedstawiono widok tarczy dyskowej z monoblokami w wersji umożliwiającej mocowanie narzędzi dyskowych prostopadle do osi tarczy, czyli pod kątem 90° .

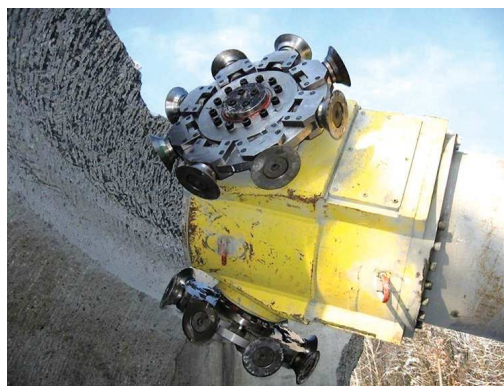


Rys. 5. Widok urobku i powierzchni urabianej próbki uzyskanych podczas prób urabiania głowicą z narzędziami o złożonej trajektorii ruchu [2]

a)



b)

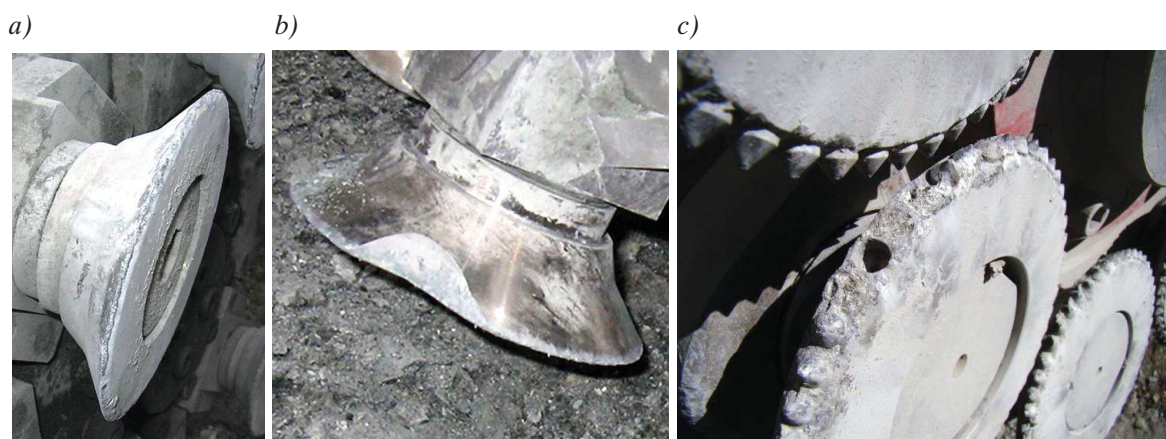


Rys. 6. Widok: a) zmodyfikowanego rozwiązania tarczy z narzędziami dyskowymi mocowanymi pod kątem -5° ; b) nowego uniwersalnego rozwiązania tarczy z narzędziami dyskowymi mocowanymi w wymiennych uchwytach pod kątem 90° [2]

Przeprowadzone próby urabiania przy zamocowaniu narzędzi dyskowych pod kątem -5° , 45° i 90° względem osi tarczy wykazały jednak, że ustawienie narzędzi pod kątem innym niż -5° do -15° w bardzo krótkim czasie skutkuje poważnymi ich uszkodzeniami w postaci wykruszeń i wyłamań krawędzi narzędzi. Dlatego w następnych próbach mocowano narzędzia dyskowe tylko w uchwytach pod kątem -5° . Nie powiodły się także próby zamontowania w miejsce narzędzi dyskowych gładkich, narzędzi zbrojonych na obwodzie słupkami z węglików spiekanych. Również po bardzo krótkim okresie pracy narzędzia te uległy poważnemu uszkodzeniu – duża liczba słupków z węglika została wyłamana. Widok po próbach urabiania narzędzi montowanych pod kątem 90° i uzbrojonych słupkami z węglików spiekanych, w porównaniu do dysków gładkich mocowanych pod kątem -5° , pokazano na rysunku 7.

Nowe rozwiązanie głowicy zostało dostosowane do montażu na ramieniu kombajnu chodnikowego FR 250 (rys. 8) o większej mocy i masie własnej, produkcji FAMUR S.A., a przeprowadzone próby urabiania bloku betonowego wykazały, że ten kombajn bardziej nadaje się do zastosowania głowicy dyskowej niż kombajn KR 150. Głowica pracowała o wiele stabilniej.

Zaproponowane rozwiązanie głowicy z narzędziami dyskowymi niesymetrycznymi o złożonej trajektorii ruchu wykazało swoją przydatność podczas urabiania skał zwięzłych i może zostać wykorzystane jako alternatywa dla głowic frezujących kombajnów chodnikowych ramionowych. Dla uzyskania najkorzystniejszych parametrów pracy głowicy – duże uziarnienie urobku, małe obciążenie silników napędowych oraz ograniczone drgania, konieczne jest jednak dobranie odpowiedniej konfiguracji kierunku i prędkości obrotowej kadłuba głowicy i tarcz z narzędziami.



Rys. 7. Widok zużycia po próbach urabiania narzędzi dyskowych: a) zamontowanych pod kątem -5° ; b) zamontowanych pod kątem 90° ; c) uzbrojonych słupkami z węglików spiekanych [2]



Rys. 8. Widok głowicy urabiającej z narzędziami dyskowymi zamontowanej na kombajnie FR 250 podczas prób poligonowych

Jednak konieczne jest przeprowadzenie dalszych prób w celu opracowania technologii jej pracy podczas drażenia wyrobisk korytarzowych.

Na podstawie wyników przeprowadzonych prób poligonowych stwierdzono także, że dla efektywnego urabiania i trwałości narzędzi dyskowych bardzo ważny jest sposób ich ustawienia względem tarcz oraz materiał, z jakiego zostały one wykonane. Najkorzystniejsze jest ustawienie ich tak, aby oś obrotu tych narzędzi była nachylona pod kątem w zakresie od -5° do -15° względem osi obrotu tarcz. Sugerowane jest także uwzględnienie w przyszłym rozwiązaniu głowicy układu automatycznego sterowania ramienia dla zapewnienia jego płynnego przemieszczania się.

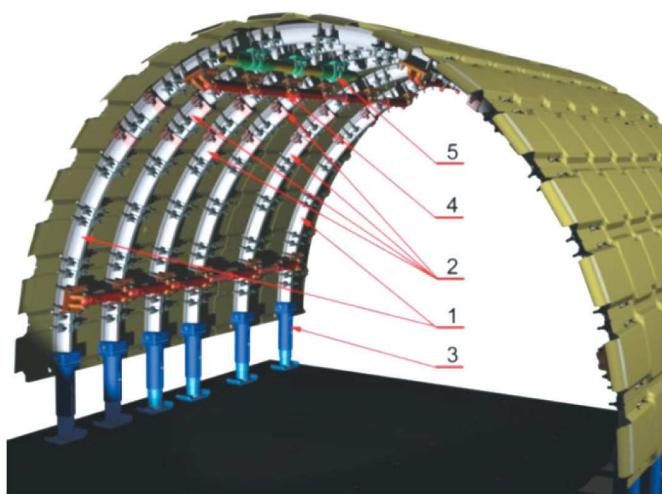
3. TYMCZASOWA, KROCZĄCA, ZMECHANIZOWANA OBUDOWA CHODNIKOWA

W procesie drażenia wyrobisk korytarzowych, bez względu na zastosowaną w nim metodę drażenia (strzelanie MW lub urabianie mechaniczne) jedną z dłuższych w czasie operacji jest zabudowa wyrobiska. Często pochłania ona nawet do 40% ogółu czasu przeznaczonego na drażenie wyrobiska. Zmniejszenie czasu tej operacji jest możliwe np. przez zastosowanie zmechanizowanych platform roboczych, pozwalających na zmontowanie dużych elementów obudowy poza przodkiem i przetransportowanie ich po zakończeniu urabiania. W Katedrze MGPIiT postanowiono wrócić do pomysłów realizowanych w latach 80. ubiegłego wieku, czyli zmechanizowanych,

tymczasowych obudów chodnikowych. Pozwala to na pracę maszyn pod stropem zabezpieczonym taką obudową, a równolegle za nią realizowany jest proces stawiania obudowy ostatecznej. Stosowane wtedy obudowy nie miały dużych możliwości dostosowania się do zmiennych parametrów geometrycznych chodnika, a ponadto ich cykliczne rozpieranie i rabowanie wpływało niekorzystnie na stan stropu [4].

W Katedrze MGPIiT założono, że obudowa taka będzie dostosowana do współpracy zarówno z kombajnem chodnikowym, jak i maszynami stosowanymi w metodzie tradycyjnej – strzelanie MW. Ponadto będzie miała możliwość zwiększania swojej długości w wyniku dodawania modułowych segmentów do 16 m, a za nią będzie stawiana obudowa stalowa łukowa typu ŁP. Inną różnicą będzie rabowanie na czas przemieszczania obudowy elementów spągowych i przesuwanie obudowy w kontakcie ze stropem. Na podstawie powyższych założeń opracowano wstępną koncepcję tymczasowej zmechanizowanej obudowy chodnikowej. Została ona zaprojektowana jako konstrukcja modułowa, z możliwością dodawania lub odejmowania poszczególnych segmentów [4, 5]. Wzrost zestawu składającego się z sześciu segmentów przedstawiono na rysunku 9.

Obudowa składa się z dwóch odrzwi skrajnych (1) oraz czterech identycznych odrzwi wewnętrznych (2). Łuki w dolnej, prostej części wyposażone są w siłowniki rozpierania o skoku 300 mm (3), przy czym nominalny wymiar obudowy uzyskuje się przy wysunięciu tych siłowników o 150 mm, a pozostałe 150 mm jest w rezerwie. Poszczególne segmenty są połączone ze sobą czterema siłownikami przesuwu (4). Ze względu na sposób pracy siłowniki te przy skrajnych odrzwiach



Rys. 9. Model tymczasowej zmechanizowanej obudowy chodnikowej [9]: 1 – odrzwia skrajne, 2 – odrzwia wewnętrzne, 3 – siłowniki rozpierania, 4 – siłowniki przesuwu, 5 – prowadzenia rurowe

są siłownikami dwustronnego, a pozostałe jednostronnego działania. Dodatkowo łuki połączone są prowadzeniami rurowymi (5) zapewniającymi ich stateczność podczas rabowania. Poza tym znaczna część powierzchni odrzwi pokryta jest specjalną wykładką, która została zaprojektowana w taki sposób, aby osłaniała wyrobisko przed rumoszem skalnym i była elementem prowadzącym, a także umożliwiała mocowanie blach montażowych oraz wszelkiego rodzaju osprzętu na łukach. W przedstawionej koncepcji zmechanizowana obudowa tymczasowa jest przystosowana do drażenia wyrobisk o przekrojach dostosowanych do obudowy ŁP 9 i ŁP 10. Przesuw jednego zestawu względem drugiego wynosi 280 mm i wynika z przyjętego skoku siłowników przesuwu. Podziałka, czyli odległość pomiędzy poszczególnymi segmentami w czasie pracy, przy wysuniętych siłownikach przesuwu, wynosi 900 mm [5].

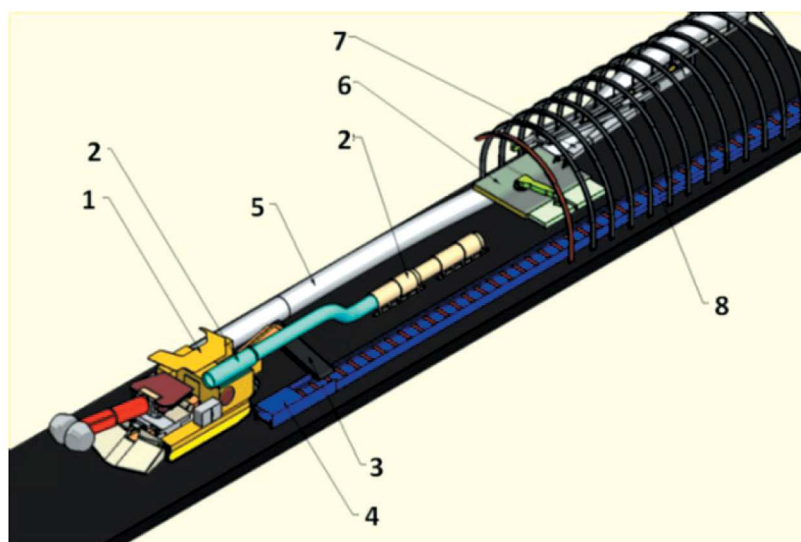
Po zabudowie zestawu obudowy na długość uwarunkowaną typem maszyny lub maszyn do urabiania i ładowania można rozpocząć cykl jej pracy. W miarę postępu przodka chodnika poszczególne segmenty obudowy rabowane są przez zsunięcie siłowników umieszczonych w stopach podporowych, począwszy od czoła przodka i przemieszczane za pomocą siłowników przesuwu do przodu. Po przesunięciu segmentu jest on ponownie rozpierany, a następnie jest realizowane sekwencyjne przesuwanie pozostałych segmentów obudowy aż do ostatniego. Ze względu na stosunek zabioru do skoku siłownika przesuwu zakłada się sterowanie w jednym cyklu po dwa lub trzy odrzwia. Do prawidłowego zrealizowania tej operacji konieczne było opracowanie i wykonanie układu sterowania dla poszczególnych odrzwi obudowy.

Na podstawie opracowanego projektu w zakładach Hydromel wykonano prototyp sześćcioelementowej tymczasowej zmechanizowanej obudowy chodnikowej wraz z układem zasilania i sterowania (rys. 10). Podczas prób stanowiskowych obudowa ta realizowała poprawnie wszystkie założone czynności. Dalsza część prób została zrealizowana w ZG Janina w Libiążu w warunkach dołowych. Również te próby nie wykazały większych problemów podczas pracy nowej obudowy. Jedynie należy dopracować hydrauliczny układ zasilania i sterowania pod kątem jego zautomatyzowania, obecnie sterowanie realizowane jest ręcznie.

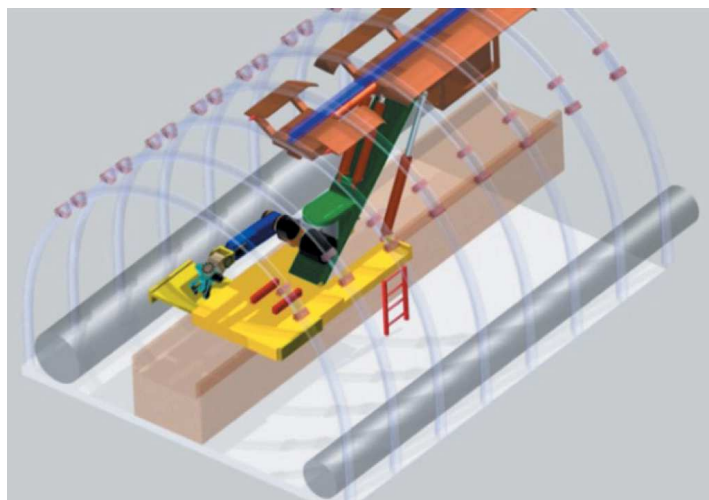
Jak nadmieniono, obudowa przystosowana jest do współpracy zarówno z kombajnami chodnikowymi, jak i maszynami wchodzącymi w skład kompleksu do drażenia metodami strzałowymi. W obu przypadkach maszyny te pracują pod ochroną obudowy tymczasowej, której długość może wynosić nawet 16 m. Na rysunku 11 pokazano model współpracy tymczasowej zmechanizowanej obudowy chodnikowej z kombajnem chodnikowym. Wszystkie maszyny i urządzenia podstawowe kompleksu (od 1 do 5) znajdują się pod sukcesywnie przemieszczającą się w miarę drażenia chodnika obudową. Za obudową realizowany jest montaż obudowy ostatecznej stalowej łukowej ŁP (8). Można do tego wykorzystać gotowe rozwiązania platform roboczych z manipulatorami (6, 7). W Katedrze MGPiT opracowano własną koncepcję takiej platformy z manipulatorem (rys. 12), przemieszczającej się na szynie podwieszanej pod wcześniej wykonaną obudową ŁP. Na platformie zabudowany jest hydrauliczny manipulator, którego konstrukcja umożliwia zarówno podnoszenie elementów obudowy ze spągu, jak i ich przemieszczanie i montaż w gotowych łukach obudowy [6].



Rys. 10. Widok prototypu tymczasowej zmechanizowanej obudowy chodnikowej przed próbami stanowiskowymi



Rys. 11. Model współpracy tymczasowej zmechanizowanej obudowy chodnikowej z kombajnem chodnikowym:
1 – kombajn chodnikowy, 2 – odpylacz, 3 – przenośnik mostowy, 4 – przenośnik zgrzeblowy, 5 – lutniociąg,
6 – platforma robocza, 7 – manipulator, 8 – obudowa łukowa ŁP



Rys. 12. Koncepcja platformy i manipulatora do zakładania ostatecznej obudowy łukowej ŁP [6]

4. KOMPLEKS ŚCIANOWY DLA NISKICH POKŁADÓW Z KOMBAJNEM WĘGLOWYM JEDNOORGANOWYM

W Polsce węgiel kamienny zalegający w pokładach cienkich o miąższości od 1,0 m do 1,5 m stanowi znaczną część zasobów, a niewielka wysokość wyrobiska ścianowego powoduje szereg ograniczeń wpływających na efektywność eksploatacji węgla.

Obecnie do eksploatacji tych pokładów stosowane są głównie strugi węglowe. Natomiast ścianowe kombajny węglowe w przypadku eksploatacji niskich pokładów są zdecydowanie mniej efektywne,

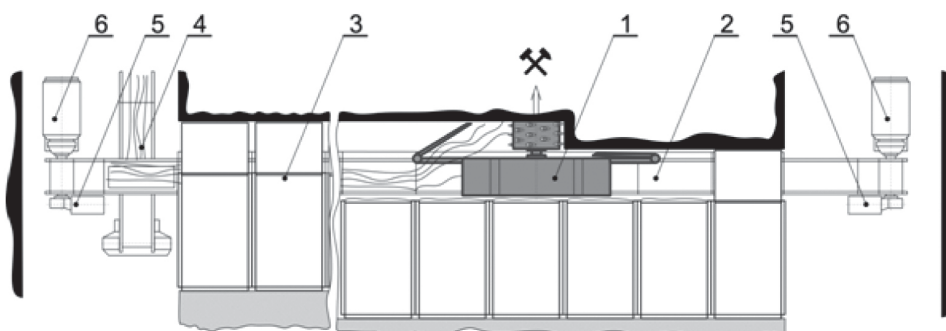
uzyskiwane wydajności są czasami nawet kilkakrotnie mniejsze. Związane jest to z utrudnionym ładowaniem urobku. W Katedrze MGPIiT opracowano nowe rozwiązanie maszyny urabiającej przeznaczonej do wydobywania węgla w ścianach niskich tylko z jednym organem urabiającym. Kombajn do eksploatacji cienkich pokładów spełnia następujące wymagania różniące go od dotychczas stosowanych: rozdzielanie procesu frezowania od procesu ładowania, zastosowanie ciągnowego systemu posuwu, możliwość rozpoczęcia nowego skrawu bez konieczności zawrębiania. Na rysunku 13 pokazano na schemacie rozmieszczenie poszczególnych komponentów w kompleksie ścianowym. Kompleks ścianowy wyposażony jest w kombajn

jednoorganowy (1), ścianowy przenośnik zgrzeblowy (2), podścianowy przenośnik zgrzeblowy (4) oraz zmechanizowaną obudowę ścianową (3). Z usytuowania napędów przenośnika zgrzeblowego (6) oraz napędów posuwu kombajnu (5) wynika miejsce prowadzenia łańcucha napędowego, które znajduje się od strony zrobów. Zorientowanie napędów posuwu kombajnu (5) i przenośnika zgrzeblowego ścianowego (6) – prostopadłe lub równoległe jest dowolne [7, 8].

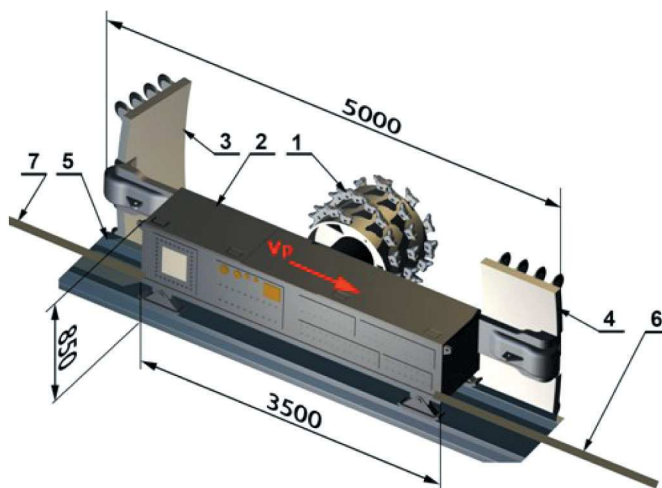
Zgodnie z opracowaną koncepcją kombajn ten (rys. 14) składa się z kadłuba (2), jednego zamocowanego centralnie organu urabiającego (1) oraz dwóch rozkładanych ładowarek odkładniowych (3) i (4). Ładowarka (3) znajduje się w pozycji czynnej, natomiast ładowarka (4) w biernej. Kombajn jest ciągnięty po rynnach przenośnika ścianowego (5) za pomocą łańcucha (6) i (7). Średnica organu dla takiego kombajnu dobierana jest do miąższości pokładu. Przy czym zastosowany organ nie ma płatów ślimakowych. Funkcję ładowania, realizowaną zwykle przez płyty, przejmują ładowarki. Rozdzielenie procesu ładowania od procesu frezowania jest jedną z najważniejszych zalet prezentowanego rozwiązania. Podczas pracy w ścianie pręd-

kość posuwu kombajnu może być zwiększana bez ryzyka wystąpienia problemów z ładowaniem na przenośnik, co obok możliwości przemieszczania się kombajnisty w niskiej ścianie było głównym czynnikiem hamującym wzrost wydobywania. Załadunek urobku na przenośnik odbywa się za pomocą ładowarki odkładniowej, która po zmianie kierunku urabiania składa się, natomiast druga ustawiana jest w pozycji roboczej. Kombajn porusza się po przenośniku, jednak przy zastosowaniu ciągnowego systemu posuwu, który zrealizowany jest za pomocą napędów znajdujących się w chodnikach. Rozwiązanie takie umożliwia znaczne zmniejszenie gabarytów kombajnu dzięki usunięciu ciągników z kadłuba. Ponadto kombajn w przypadku awarii może zostać wyciągnięty do chodnika, co eliminuje konieczność wchodzenia do ściany i napraw w ograniczonej przestrzeni.

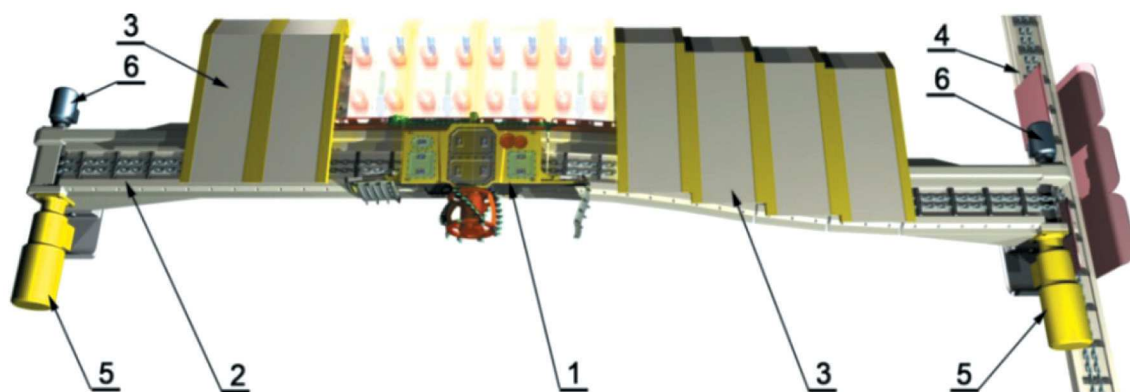
Określone parametry geometryczne i kinematyczne kombajnu jednoorganowego, ścianowego przenośnika zgrzeblowego oraz zmechanizowanej obudowy chodnikowej pozwoliły na opracowanie modelu 3D kompleksu ścianowego w programie Autodesk Inventor (rys. 15).



Rys. 13. Schemat zmechanizowanego kompleksu ścianowego wyposażonego w kombajn jednoorganowy [7]
(opis w tekście)



Rys. 14. Koncepcja jednoorganowego kombajnu ścianowego [7]



Rys. 15. Model zmechanizowanego kompleksu ścianowego wyposażonego w kombajn jednoorganowy [7]

Składa się on z kombajnu jednoorganowego (1), ścianowego przenośnika zgrzeblowego (2), sekcji zmechanizowanej obudowy ścianowej (3) i podścianowego przenośnika zgrzeblowego (4). Na końcach przenośnika ścianowego znajdują się jego napędy (5) oraz napędy (6) kombajnu. W kadłubie przewidziano umieszczenie jednostki napędowej organu urabiającego o mocy około 2×120 kW. Oprócz jednostki napędowej w kadłubie przewidziano układ hydrauliczny zasilany z jednostki napędzającej organ, układ automatyki, sterowania i diagnostyki. Układ hydrauliczny potrzebny jest do zmiany położenia ładowarek oraz podnoszenia całego kombajnu na płozach. Wielkości poszczególnych elementów dobrano, uwzględniając kształt i wielkość obecnie stosowanych części kombajnów ścianowych oraz strugów węglowych.

Zaproponowany kompleks do eksploatacji cienkich pokładów wyposażony w kombajn jednoorganowy przeznaczony jest do pracy w technologii urabiania dwukierunkowego. Charakterystyczną cechą tej technologii jest brak fazy zawrębiania oraz praca na pełny zabiór na całej długości ściany. W przypadku zmiany miąższości pokładu możliwa jest zmiana organu, natomiast sterowanie w kierunku wybiegu odbywać się będzie za pomocą siłowników.

5. INNOWACYJNY UKŁAD URABIANIA I ODSTAWY DLA KOMBAJNÓW SZYBOWYCH

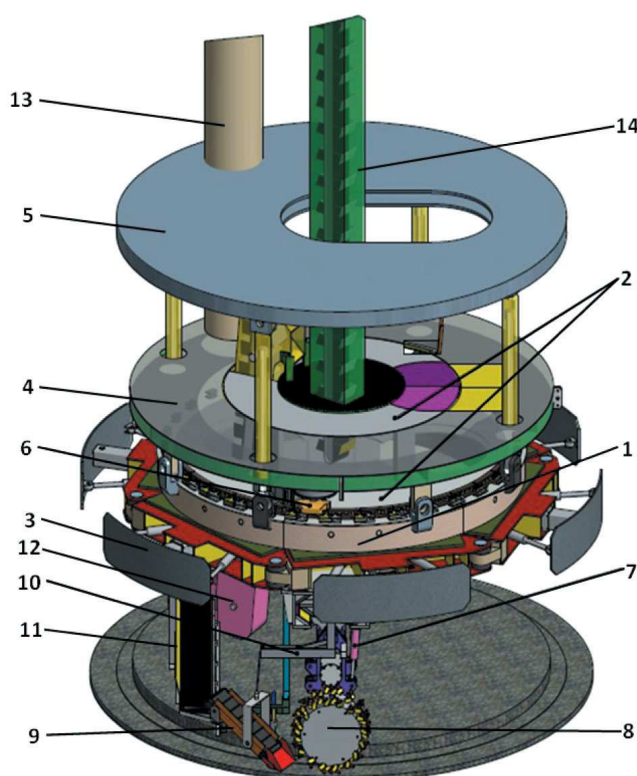
Technologia drażenia szybów w Polsce oparta jest przede wszystkim na metodzie strzałowej, ale w okręgu LGOM wykonywane są one także specjalną technologią wykorzystującą urabianie mechaniczne skał o wytrzymałości do 35 MPa. Zastosowana w tym przy-

padku w kombajnie szybowym KDS-2 maszyna urabiająca jest adaptowanym do tego celu ramieniem kombajnu ścianowego KWB-6, wyposażonym w jeden frezujący organ ślimakowy, zbrojony nożami promieniowymi. Warunki górniczo-geologiczne panujące w drażonych szybach wymuszają stosowanie mrożenia górotworu. Kombajn szybowy KDS-2 przystosowany jest do współpracy z różnymi rodzajami urządzeń zabudowanych w przodku szybowym, a szczególnie z ładowarką chwytakową. Proces drażenia wyrobiska polega na urabianiu dna szybu za pomocą frezującego organu ślimakowego i ładowaniu urobku ładowarką chwytakową. Własności urabianego górotworu oraz technologia pracy organu (pionowa oś jego obrotu – rys. 16) utrudniają urabianie dna szybu, na skutek jego obklejania. Dlatego w czasie pracy kombajnu wymagane są przerwy na czyszczenie organu urabiającego, a także ładowania urobku [9].

Mając powyższe na uwadze, w Katedrze MGPiT zaproponowano koncepcję nowej generacji kompleksu szybowego, który równolegle będzie realizował następujące procesy: urabianie wykonywane jako proces ciągły przez organ frezujący mocowany do platformy roboczej w sposób umożliwiający urabianie całego dna szybu, ładowanie i odstawa realizowane w sposób ciągły przez odkładnię (ładowarkę lemieszową) i zestaw przenośników taśmowych oraz kubłkowych i zabezpieczenie tymczasowe ociosów panelami stalowymi spełniającymi jednocześnie funkcję rozparcia za pomocą zintegrowanych siłowników hydraulicznych. Kompleks ten przeznaczony jest do drażenia szybów o średnicy 8,5–9,5 m. W omawianej koncepcji wykorzystano konstrukcje zaproponowane przez ITG KOMAG (układ rozpierania oraz ramię organu urabiającego). Opracowany na podstawie tej koncepcji model kompleksu szybowego przedstawiono na rysunku 17 [10].



Rys. 16. Widok wysięgnika zawieszenia układu napędu organu urabiającego wraz z głowicą i organem urabiającym w kombajnie szybowym KDS-2 [9]

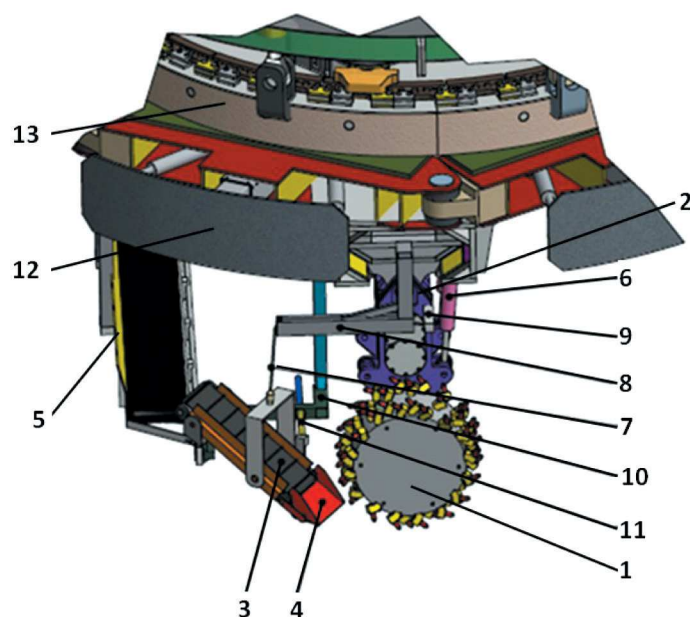


Rys. 17. Model opracowanego kompleksu szybowego [10]: 1 – platforma robocza, 2 – pierścień obrotowy, 3 – układ rozpierający, 4 – nieruchomy podest roboczy, 5 – podest stały, 6 – napęd obrotu platformy roboczej, 7 – siłowniki podnoszenia ramienia, 8 – organ urabiający, 9 – przenośnik taśmowy krótki, 10 – układ podnoszenia przenośnika krótkiego, 11 – przenośnik taśmowy liniowy, 12 – przesyp i przenośnik kubelkowy krótki, 13 – lutniociąg, 14 – przenośnik kubelkowy długi

Innowacyjnym rozwiązaniem kombajnu szybowego jest zespół urabiania i ładowania (rys. 18). W skład zespołu urabiania wchodzi ramię kombajnowe, dwa siłowniki podnoszenia ramienia, układ podnoszenia przenośnika krótkiego z ramieniem organu i organem urabiającym. Ramię kombajnowe jest adaptowanym ramieniem kombajnu ścianowego z organem frezującym napędzanym silnikiem o mocy 250 kW.

Zawrębianie odbywa się za pomocą dwóch siłowników umieszczonych po jednej stronie ramienia. Podczas zawrębiania pierścień obrotowy platformy wykonuje obrót z prędkością roboczą.

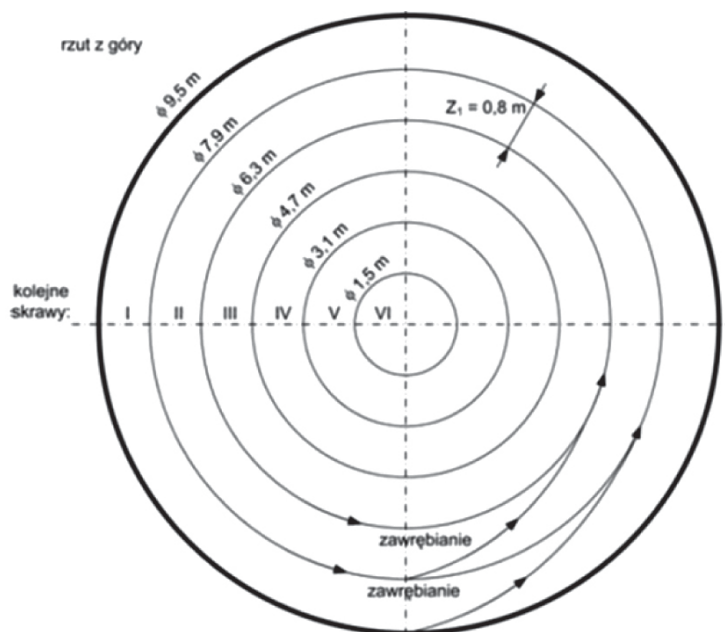
Organ frezujący podczas ruchu pierścienia obrotowego platformy wykonuje skraw o przekroju prostokątnym i szerokości równej zabiorowi organu oraz wysokości równej głębokości urabiania.



Rys. 18. Model opracowanego dla kompleksu szybowego innowacyjnego zespołu urabiania i ładowania [10]:
 1 – organ urabiający, 2 – ramię, 3 – przenośnik taśmowy krótki, 4 – zgarniak, 5 – przenośnik taśmowy liniowy,
 6 – siłowniki podnoszenia ramienia, 7 – linka stalowa, 8 – układ podnoszenia przenośnika krótkiego,
 9 – mocowanie linki, 10 – układ przesuwu przenośnika, 11 – siłownik obrotu przenośnika,
 12 – układ rozpierający, 13 – pierścień obrotowy

Po wykonaniu jednego skrawu następuje uniesienie organu, a następnie ruch powrotny pierścienia obrotowego platformy do położenia wyjściowego. Konieczne jest zawrębianie organu w nowym skrawie, czyli w nowym położeniu, w kierunku do osi szybu o wartość zabioru organu. Podczas zawrębiania do kolejnych skrawów organ przemieszcza się po prowadnicy liniowej, w kierunku osi szybu równocześnie

z obrotem pierścienia, co skutkuje spiralnym ruchem organu, aż do osiągnięcia położenia w nowym skrawie. Wykonanie kolejnych skrawów odbywa się analogicznie, aż do urobienia pełnej warstwy (rys. 19). W trakcie fazy zawrębiania oraz normalnego urabiania przenośnik taśmowy krótki przemieszcza się za organem i przekazuje urobek na przenośnik taśmowy poziomy (liniowy) [11].



Rys. 19. Schemat technologii wykonania kolejnych skrawów dna szybu [11]

Zespół przenośników jest ostatnim „ogniwem” zamkniętej pracy kombajnu szybowego. Urobek spod organu urabiającego, poprzez zgarniak i krótki przenośnik taśmowy ładowany jest na poziomy przenośnik taśmowy, a następnie przemieszczany do przesypu. Z przesypu urobek jest odbierany przez krótki przenośnik kubelkowy i transportowany do zasobnika. Z zasobnika przenośnik kubelkowy transportuje urobek poza platformę roboczą na zadaną przez użytkownika wysokość. Podniesienie krótkiego przenośnika realizowane jest za pomocą linki stalowej połączonej poprzez układ podnoszenia pomiędzy ramieniem kombajnu a krótkim przenośnikiem taśmowym. Wprowadzono również siłownik pozwalający na prostowanie się krótkiego przenośnika taśmowego względem przenośnika poziomego podczas przejazdu ramienia do środka szybu.

Przedmiotowy kompleks szybowy realizuje jednocześnie proces urabiania, ładowania i odstawy urobku z dna szybu. Szerokość skrawu organu została ustalona na 0,8 m przy dopuszczalnej wartości 1,0 m. Zgodnie z przyjętymi założeniami urabianie odbywa się za pomocą organu frezującego o poziomej osi. Przed rozpoczęciem urabiania platforma robocza z kombajnem zostaje ustawiona w takiej odległości od dna szybu, aby możliwe było zawrębianie organu na głębokość do 0,3 m (maks. 0,35 m). Zawrębianie odbywa się za pomocą wychylnego ramienia organu. Podczas opuszczania platformy roboczej następuje również opuszczanie długiego przenośnika kubelkowego. Po ustaleniu i rozparciu platformy roboczej następuje faza zawrębiania. Podczas zawrębiania pierścienia obrotowy platformy wykonuje ruch obrotowy z prędkością roboczą. Organ frezujący podczas ruchu pierścienia obrotowego platformy wykonuje skraw w kształcie toroidu o przekroju prostokątnym o szerokości równej szerokości organu. Po urobieniu jednego skrawu następuje uniesienie organu, a następnie ruch powrotny pierścienia obrotowego platformy do położenia wyjściowego. Następnie konieczne jest zawrębianie organu w nowym skrawie, czyli w nowym położeniu w kierunku do osi szybu o wartość zabioru organu, tak jak pokazano to na rysunku 19. W trakcie fazy zawrębiania oraz normalnego urabiania ładowarka lemieszowa przemieszcza się za organem i przekazuje urobek na zespół przenośników. Przenośnik kubelkowy długi transportuje urobek poza platformę roboczą na wymaganą wysokość wynikającą z zastosowanego wyposażenia kompleksu szybowego.

Po wykonaniu pełnej warstwy organ wraca do położenia wyjściowego i następuje wykonanie kolejnego skrawu z zabiosem 0,3 m poprzez opuszczenie platformy z kombajnem.

Przedstawiony kombajn szybowy różni się od dostępnych na rynku i znanych z literatury kompleksów. Charakteryzuje go budowa modułowa z szerokimi możliwościami modyfikacji, co przekłada się na wiele wariantów dostosowanych do różnych warunków pracy, potrzeb i wymagań użytkownika oraz współistniejących w wyrobisku maszyn i urządzeń.

6. PODSUMOWANIE

Przedstawione w artykule rozwiązania dotyczące maszyn i urządzeń są efektem prac badawczych prowadzonych w Katedrze MGPIiT. Są to rozwiązania innowacyjne i niespotykane obecnie w górnictwie polskim. Część z nich została już poddana z powodzeniem próbom poligonowym, natomiast pozostałe rozwiązania na dzień dzisiejszy są w stadium przygotowania do opracowania projektów wstępnych i wykonania na ich podstawie egzemplarzy prototypowych. Można prognozować, że w niedalekiej przyszłości kilka z zaprezentowanych w artykule rozwiązań może zostać z sukcesem wykorzystanych w polskim górnictwie podziemnym.

Literatura

- [1] Kotwica K., Gospodarczyk P., Stopka G., Kalukiewicz A.: *The designing process and stand tests of a new solution of a mining head with disc tools of complex motion trajectory for compact rocks mining*, „Quarterly Mechanics and Control” 2010, 29, 3: 119–129.
- [2] Kotwica K., Gospodarczyk P., Stopka G., Puchała B., Słowiński A.: *Wyniki prób poligonowych głowicy urabiającej nowej generacji z narzędziami dyskowymi o złożonej trajektorii ruchu*, „Przegląd Górniczy” 2011, 11: 31–36.
- [3] Kotwica K., Gospodarczyk P., Stopka G.: *A new generation mining head with head with disc tool of complex trajectory*, „Archives of Mining Sciences” 2013, 58, 4: 985–1006.
- [4] Kotwica K., Krauze K., Wydro T.: *Zastosowanie tymczasowej obudowy zmechanizowanej w procesie drążenia wyrobisk korytarzowych*, „Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej” 2007, 1765, 280: 311–325.
- [5] Krauze K., Bołoz Ł., Wydro T.: *Prototype of temporary mechanized mine roadway support of the dog headings. Theory and technique of coal mining and disaster prevention in deep mines*, w: *Proceedings of international mining conference, Anhui University of Science and Technology, China*, 2014: 538–545.
- [6] Krauze K., Bołoz Ł., Wydro T.: *Urządzenie do montażu łukowej obudowy podatnej w podziemnych wyrobiskach korytarzowych*, Opis zgłoszeniowy wynalazku, PL 412667 A1, „Biuletyn Urzędu Patentowego”, 2016: 33.

- [7] Bołoz Ł.: *Unique project of single-cutting head longwall shearer used for thin coal seams exploitation*, „Archives of Mining Sciences” 2013, 58, 4: 1057–1070.
- [8] Krauze K., Bołoz Ł.: *Model jednoorganowego frezującego kombajnu ścianowego*, „Napędy i Sterownice” 2010, 12: 120–123.
- [9] Kotwica K., Krauze K., Bołoz Ł., Twardak E.: *Wpływ warunków górniczo-geologicznych w drążonym szybie na prace organu urabiającego kombajnu szybowego*, in: *Problemy bezpieczeństwa w budowie i eksploatacji maszyn i urządzeń górnictwa podziemnego*, red. K. Krauze, Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego, Katowice–Łędziny 2010: 134–146.
- [10] Krauze K., Bołoz Ł., Wydro T., Mucha K.: *Kompleks szybowy nowej generacji*, w: *Mechanizacja, automatyzacja i robotyzacja w górnictwie. T. 2: Problemy eksploatacji i zarządzania w górnictwie podziemnym i odkrywkowym*, red. K. Krauze CBiDGP Łędziny–Kraków 2017: 103–112.
- [11] Krauze K., Bołoz Ł., Wydro T.: *Zmechanizowany frezujący kompleks szybowy*, IV Polski Kongres Górniczy, Kraków 2017: 105–106.

prof. dr hab. inż. KRZYSZTOF KRAUZE
dr hab. inż. KRZYSZTOF KOTWICA, prof. AGH
Katedra Maszyn Górniczych, Przeróbczych
i Transportowych
Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki
AGH Akademia Górniczo-Hutnicza
im. Stanisława Staszica w Krakowie
al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków
{krauze, kotwica}@agh.edu.pl

JACEK KARLIŃSKI

PAULINA DZIAŁAK

KRZYSZTOF JACEK BAŁCHANOWSKI

SŁAWOMIR WUDARCZYK

Development and analysis of kinematics of working unit of self-propelled drilling machine

Self-propelled drilling rigs are widely used in the underground mining. Their main task is to drill holes in the rocks where explosive charges are to be placed. An important feature of this type of machine is its ability to drill holes according to the blasting parameters defined in the documentation. Precision regarding the hole distribution and angular deviation is crucial for fragmentation of the rocks. This paper presents the results of a kinematic analysis of the working unit of a drilling rig designed for KGHM Polska Miedź S.A. The authors determined the design and construction aspects influencing the accuracy of the drilling boom positioning. The working field of the described system was equal to 45 m².

Key words: drilling rig, boom kinematics, numerical simulation, straight line mechanism

1. INTRODUCTION

In the room-and-pillar mining systems of KGHM, the deposit is cut by chambers and belts with a width of approximately 7 m and a height of up to 5 m. The width of the excavations at the cutting stage is up to 7 m. The height of the excavations in the cutting stage depends on the thickness of the ore seam and operational requirements of the self-propelled machines; it can be up to 4.5 m [1, 2]. Drilling works are performed by specialized self-propelled mining machines and rigs (which are also used in the construction of road tunnels). Their task is to drill holes in the rock where explosive charges are to be situated.

A common feature of these machines is the working unit (or units) placed in the front part on which the boom with the drill is mounted (Fig. 1).

The variety of construction of this type of machine and its equipment results from the specifics of its application. Depending on the type of mine, these machines must meet certain requirements [3]. In the mining conditions, the main criteria for selecting the drilling rigs are the overall dimensions of the machine (length, width, and height), minimum turning radius, and work field of the drill. When the machines are used in tunnel construction, the requirements are mainly focused on the largest possible operating field.

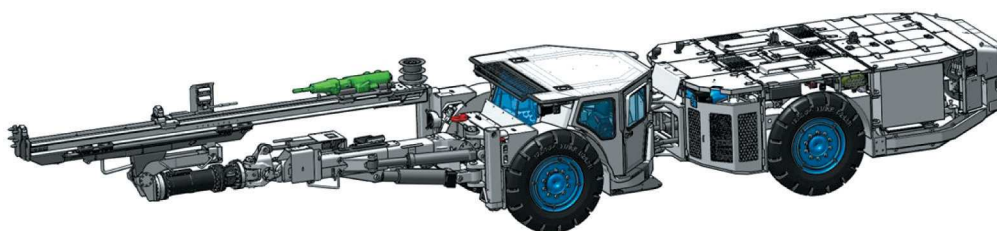


Fig. 1. Mobile mining machine Face Master 1.7L

Currently, a common requirement for this type of machine is the ability to maintain a parallel direction for all drilled holes in the whole work field, which ensures that the blast holes are made in accordance with a specified metric (automatically or semi-automatic) and, in the case of controlling the working unit by an operator, significantly shortens the time of adjusting the boom relatively to the face [3, 4].

This paper presents the methodology and results of work related to the development of the kinematics of the working system of a self-propelled drilling rig with an assumed working area of 8.4×5.6 m, which is adapted to the operational conditions of KGHM [1, 2].

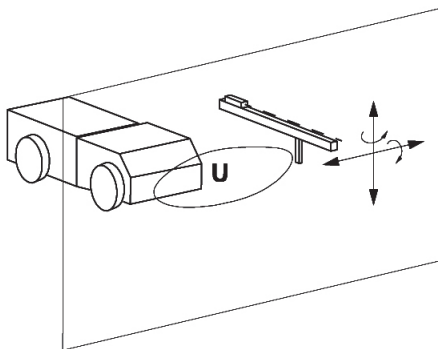
The work was carried out as part of the Smart Growth Operational Program in the project “A new generation of the modular, battery-powered, drilling, and bolting machines designated for operation in underground copper ore mines and mineral resources” (POIR number 01.01.01-00-D011/16), whose aim is to develop, produce, and implement innovative self-propelled battery-powered mining machines for drilling and bolting.

The works include the development of the kinematic system of the working unit, taking into account the operational conditions and technical capabilities of the individual components.

The scope of work included the following:

- structural synthesis of the working unit,
- development of the kinematics of the working unit,
- geometric synthesis of the working unit,
- determination of singular configurations,
- conducting simulation tests,
- determining the working fields along with straight line mechanism errors.

a)



b)

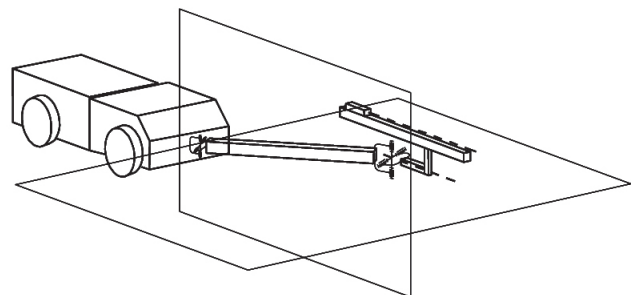


Fig. 2. Required degrees of freedom of drill unit frame (a) and kinematic scheme of drilling rig boom (b)

2. STRUCTURAL SYNTHESIS

2.1. Problem identification

The drilling process requires us to adjust the drill bit at any point in the working field and setting the desired axis orientation of the tool. The basic condition for the drilling rig is moving the drill axis in the working field, which is defined as a fragment of the plane parallel to the face of the machine (Fig. 2a) [3].

From a structural point of view, the working element should have four degrees of freedom ($W = 4$) – displacements along the Z and Y axes and rotations around the axes of displacement. Theoretical mobility can generally be written as follows:

$$W = W_b + W_c + W_U \quad (1)$$

where:

- W – theoretical mobility,
- W_b – mobility of passive element,
- W_c – mobility of active elements,
- W_U – intermediary chain mobility.

Structural synthesis according to Equation (1) can be carried out with different assumptions. Their appropriate selection limits the number of solutions and allows for more simplified choices.

The designated structural scheme is the basis for determining the possible kinematic schemes. The Class II kinematic pair may take different forms. Taking into account the design and operational criteria, the pairs with translational movement were omitted. Guided by the simplicity of the solution, it was assumed that the boom is connected to the body of the machine and to the frame of the drill using universal pairs (Cardan joints). This solution enables us to adjust the drill bit at any point of the working field while maintaining the desired orientation of its axis (Fig. 2b) [3].

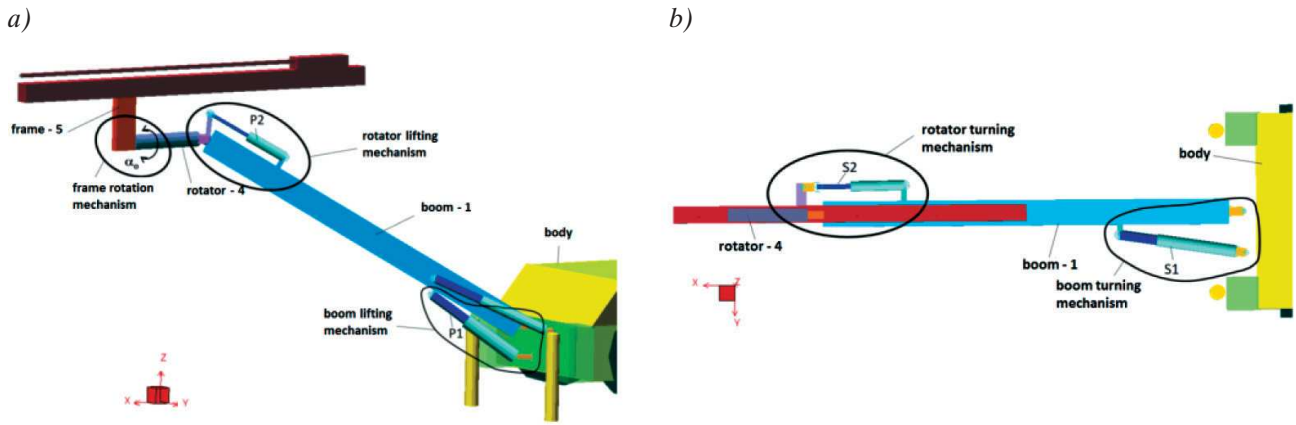


Fig. 6. Solid model of FM 1.7 LE drilling rig: a) boom lifting, rotator lifting, and frame rotation mechanisms; b) top view of model with marked mechanisms of boom and turntable rotation

the input parameters (velocity, force) may cause large changes in the output parameters (or the opposite may occur). In some cases, reaching the singular positions by the elements due to a significant increase in the forces may lead to damage or even the destruction of the system. During its design, singular positions should be taken into account, and the system should not be allowed to reach such configurations. Therefore, one of the widely considered and important design problems is to determine the discussed configuration of the mechanisms and analyze the behavior of the mechanisms in the singular locations. In the developed kinematic system, the dimensions of the elements and drives have been selected in such a way that any singular positions occur for the kine-

matics, ensuring the achievement of the assumed work field.

3.1. Selected simulations results

The simulation studies of the system allow us to above all determine the real range of movement of the drilling rig and, consequently, determine the actual working field. The parameters that impart motion in the system were the elongation and shortening of actuators P1, P2, S1, and S2 operating in the hydraulic straight-line mechanism. The simulation tests of the boom were carried out while the element was fully extended. The obtained field of work is presented in Figure 7.

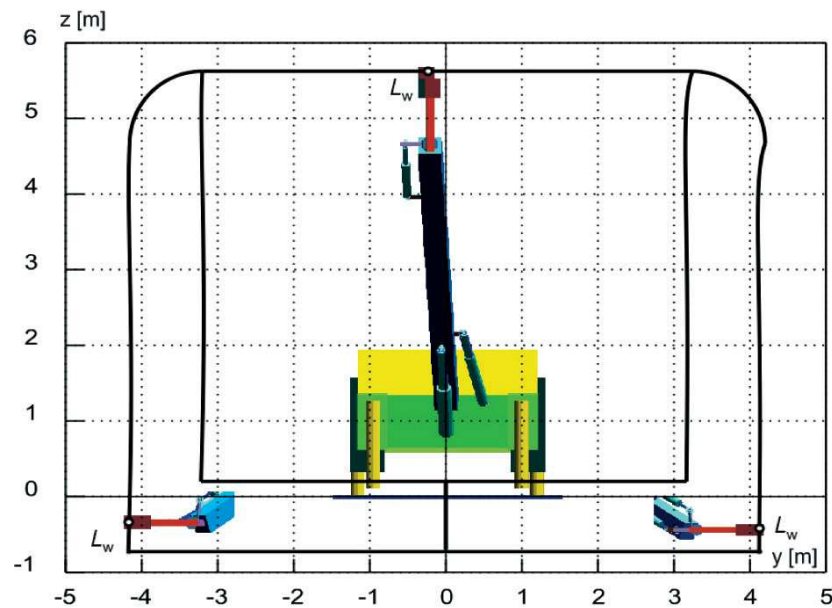


Fig. 7. Total work field of FM 1.7 LE drilling rig determined by three extreme positions of drill: vertical (for rotation angle $\alpha_0 = 0^\circ$) and horizontal (for rotation angles $\alpha_0 = 90^\circ$ and $\alpha_0 = -90^\circ$)

Additionally, an error analysis was performed by simulating the movement of the boom on the selected lines of the work field. In Figure 8, the authors presented the field of operation with the scheme of the lines selected for testing: p-25, p0, p15, p30, p45, s-38, s-19, s0, s19, and s38. In addition, the P_{ij} measurement points ($i = 0, \dots, 5; j = 1, \dots, 7$) have been designed

in the working field, and the exact error values have been determined.

An example of the simulation scheme and specification of determined errors Δy – turning straight line mechanism, Δz – lifting straight line mechanism, and for motion along the selected horizontal line is presented in Figure 9.

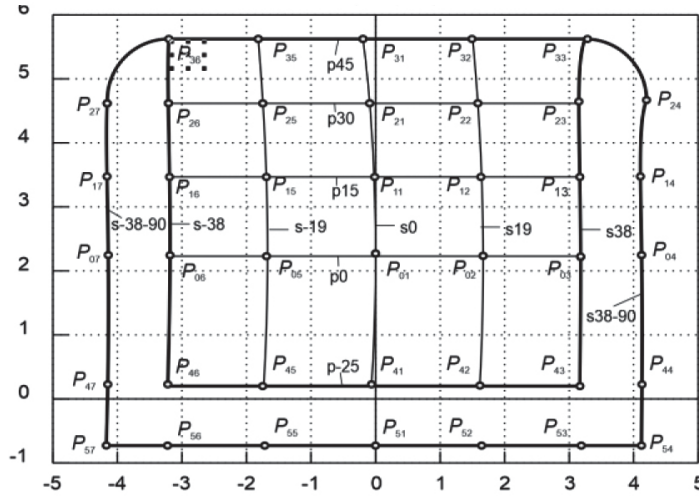


Fig. 8. Front view of operation field of FM 1.7 LE drilling rig with marked sample lines and points P_{ij} , where detailed values of straight-line mechanism errors Δz (lifting) and Δy (turning) were determined

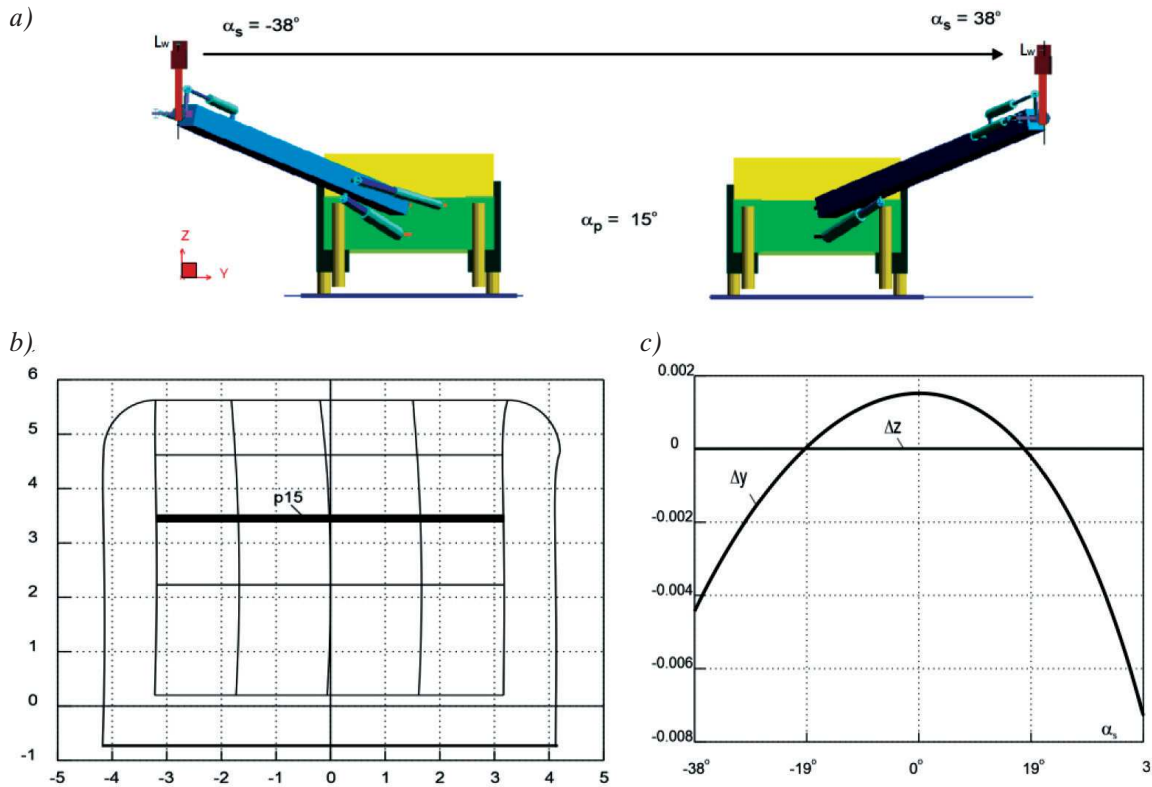


Fig. 9. Study of straight-line mechanism precision while moving frame (point L_w) along p-15 line in function of rotation angle α_s ($-38^\circ < \alpha_s < 38^\circ$) extension change of turning actuator with constant lifting angle $\alpha_p = -25^\circ$ constant extension of lifting actuator); a) simulation scheme; b) line p-15 location; c) obtained errors of lifting Δz and turning Δy straight line mechanisms

4. CONCLUSIONS

As a result of the carried-out studies, the structure, kinematics, and geometry of the working unit of a new Face Master 1.7 LE battery-powered drilling machine were developed for a given working field ($H \times W - 5.6 \times 8.1$ m) as well as for the specified lifting and turning angle of the boom.

In the first part of the research, a structural synthesis of the boom mechanism was performed. The aim of the work was to provide the required number of degrees of freedom to the drill. The authors selected a basic scheme of the boom; it allows for the possibility of the drilling rig to operate both when there is a kinematic coupling of the proper pairs of the active elements as well as when they operate completely independent of each other.

In the next stage, a kinematic scheme of the boom was selected, which was then complemented with chains containing active elements (actuators). With the full kinematic scheme, the basic dimensions were defined. While designing the geometry of the boom's kinematic, all assumptions and constraints were taken into account (maximum ranges of motion, type and geometry of the actuators, hydraulic coefficients of the straight-line mechanisms, dimensions of the mounting plate, and type and geometry of the drill frame, rotator, etc.).

The process of defining the basic dimensions has been divided into two phases. The first specified the geometry for the lifting mechanism. In the second step, the dimensions of the turning mechanism were determined. The process of defining basic dimensions was carried out for the assumption that the main task of the drilling rig is working in coupled actuator system.

The primary criterion of the quality of operation of the designed boom straight line mechanism was to maintain a constant orientation of the drill axis at each point of the working field. Unfortunately, fulfillment of the structural requirements entailed the necessity to deteriorate the quality of the obtained straightness of the system. For this reason, the tedious process of designing the dimensions of the kinematic

system was necessary. The purpose was to obtain errors in the straightness of the drill axis below 1° .

Finally, the authors obtained the kinematic system of the FM 1.7 LE drilling rig, which reaches the required field of work of the drill.

Acknowledgement

The research is co-financed by the National Center for Research and Development within the framework of the "A new generation of the modular, battery-powered, drilling and bolting machines designated for operation in the underground copper ore mines and mineral resources" project (no. POIR.01.01.01-00-D011/16 in the Smart Growth Operational Program).

References

- [1] Butra J., Dębkowski R., Kosiorowski A., Kosior A.: *Sposób wybierania złoża o małej miąższości w strefach ochronnych głównych wyrobisk korytarzowych kopalń rud miedzi*, "Rudy i metale nieżelazne" 2004, 49, 6: 272–279.
- [2] Grzebiński J.: *Doświadczenia kopalni "Lubin" w prowadzeniu eksploatacji w warunkach skrzepowanych na przykładzie wybranych filarów oporowych*, "Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa" 2007, 9: 46–58.
- [3] Bałchanowski K.J., Wudarczyk S., Karliński J.: *Opracowanie oraz analiza kinematyki układów roboczych samojezdnych maszyn górniczych o napędzie baterijnym*, "Raporty Wydziału Mechanicznego Politechniki Wrocławskiej" 2017, 100: 77.
- [4] Bałchanowski K.J., Szrek J., Wudarczyk S.: *Kinematic aspects of the drilling ring boom design*, in: *Proceedings of the 22nd International Scientific Conference*, Kaunas 2017: 27–31.

JACEK KARLIŃSKI, Ph.D., Eng.

PAULINA DZIAŁAK, M.Sc., Eng.

Department of Machine Design and Research

KRZYSZTOF JACEK BAŁCHANOWSKI, Ph.D., Eng.

SŁAWOMIR WUDARCZYK, Ph.D., Eng.

Department of Biomedical Engineering, Mechatronics

and Theory of Mechanisms

Faculty of Mechanical Engineering

Wrocław University of Science and Technology

ul. Łukasiewicza 7/9, 50-371 Wrocław, Poland

{jacek.karlinski, paulina.dzialak, jacek.balchanowski, slawomir.wudarczyk}@pwr.wroc.pl

JACEK KARLIŃSKI

PAULINA DZIAŁAK

KRZYSZTOF JACEK BAŁCHANOWSKI

SŁAWOMIR WUDARCZYK

Opracowanie oraz analiza kinematyki układu roboczego samojedznej maszyny wiercącej

Samojezdne maszyny wierzące znajdują szerokie zastosowanie w górnictwie oraz w budowie tuneli drogowych. Ich zadaniem jest wiercenie otworów w skale, w których następnie umieszczane są ładunki wybuchowe. Istotną cechą decydującą o właściwościach eksploatacyjnych tego typu maszyn jest możliwość wiercenia otworów strzałowych zgodnie ze zdefiniowaną metryką strzałową. Dokładność rozmieszczenia oraz odchylenie kątowe otworów strzałowych decyduje o wielkości zabioru oraz rozdrobieniu skał. W pracy przedstawiono wyniki analiz kinematyki układu roboczego samojedznej maszyny wiercącej przeznaczonej do prac w kopalniach KGHM Polska Miedź S.A. Określono czynniki konstrukcyjne wpływające na dokładność prowadzenia masztu wiertniczego. Omówiono cechy opracowanego układu roboczego o polu pracy wynoszącym 45 m².

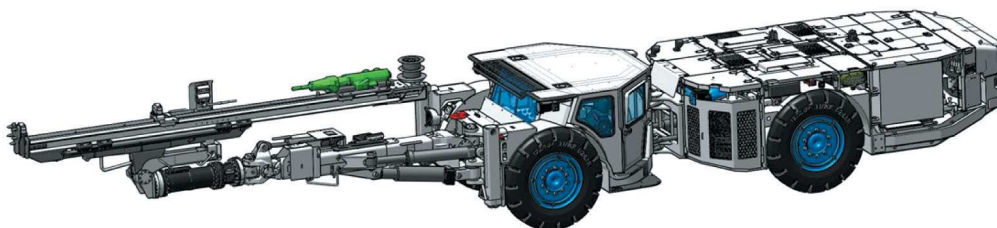
Słowa kluczowe: bezpieczeństwo operatorów, FOPS, ROPS, analiza numeryczna

1. WPROWADZENIE

W komorowo-filarowych systemach wydobywania KGHM złoża rozcina się komorami i pasami o szerokości około 7 m i wysokości do 5 m. Szerokość wyrobisk w fazie rozcinki wynosi do 7 m. Wysokość wyrobisk w fazie rozcinki uzależniona jest od miąższości eksploatowanego złoża oraz wymogów ruchomych pracujących maszyn samojedznych i wynosi do 4,5 m [1, 2]. Prace wiertnicze wykonywane są wyspecjalizowanymi samojedznymi maszynami górniczymi – wiertnicami, stosowanymi również w budowie tuneli drogowych. Ich zadaniem jest wiercenie otworów strzałowych w skale, w których następnie umieszcza-

ne są ładunki wybuchowe. Wspólną cechą tych maszyn jest umieszczony w przedniej części organ (lub organy) roboczy, na którym osadzony jest maszt wiertniczy z wiertarką (rys. 1).

Różnorodność budowy tego typu maszyn oraz ich wyposażenia wynika ze specyfiki zastosowania tych maszyn. W zależności od typu kopalni maszyny te muszą spełniać określone wymagania [3]. W zastosowaniu w warunkach górniczych głównymi kryteriami doboru wiertnicy są: wymiary gabarytowe maszyny (długość szerokość i wysokość), minimalny promień skrętu oraz określone pole pracy wiertarki. W przypadku zastosowania tych maszyn w budowie tuneli wymagania koncentrują się głównie na możliwie



Rys. 1. Samojedzny wóz wierzący Face Master 1.7L

szerokim polu pracy. Obecnie wspólnym wymaganiem, dla wszystkich tego typu maszyn jest możliwość utrzymania równoległości dla wszystkich wierconych otworów w całym polu pracy, co zapewnia wykonanie otworów strzałowych zgodnie z określoną metryką, w sposób automatyczny lub półautomatyczny, a w przypadku sterowania organem przez operatora znacząco skraca czas ustawienia masztu względem przodka [3, 4].

W pracy przedstawiono metodologię oraz wyniki prac związanych z opracowaniem kinematyki układu roboczego samojednego wozu wierącego o założonym polu pracy $8,4 \times 5,6$ m, który jest dostosowany do warunków eksploatacyjnych KGHM [1, 2].

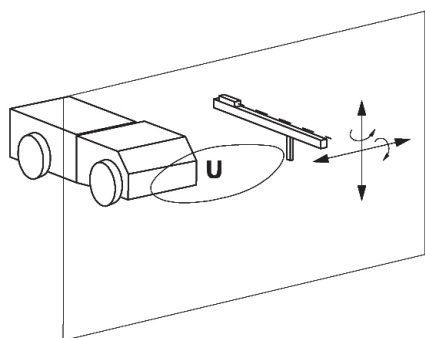
Pracę wykonano w ramach Programu Operacyjnego Inteligentny Rozwój należącego do projektu pt.: „Nowa generacja modułowych maszyn, wierzącej i kotwiącej, z napędami bateryjnymi, przeznaczonych do pracy w podziemnych kopalniach rud miedzi i surowców mineralnych” nr umowy POIR.01.01.01-00-D011/16, którego celem jest opracowanie, wykonanie i wdrożenie innowacyjnych samojednych maszyn górniczych z napędem bateryjnym przeznaczonych do wiercenia oraz kotwienia.

Przeprowadzone prace w swoim zakresie obejmowały opracowanie układu kinematycznego organu roboczego, przy uwzględnieniu uwarunkowań eksploatacyjnych oraz możliwości technicznych wykonania poszczególnych podzespołów.

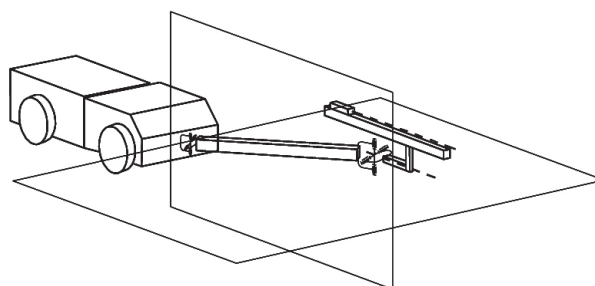
Zakres pracy obejmował:

- syntezę strukturalną organu roboczego,
- opracowanie kinematyki organu roboczego,
- syntezę geometryczną organu roboczego,
- wyznaczenie konfiguracji osobliwych,
- przeprowadzenie badań symulacyjnych,
- wyznaczenie pól pracy wraz z wyznaczeniem błędów prostowodów.

a)



b)



Rys. 2. Wymagane stopnie swobody ramy wiertarki (a) oraz schemat kinematyczny mechanizmu wysięgnika wiertnicy (b)

2. SYNTEZA STRUKTURALNA

2.1. Identyfikacja problemu

Proces wiercenia wymaga ustawienia końcówki wiertła w dowolnym punkcie pola pracy oraz ustawienia żądanej orientacji osi narzędzia. Podstawowym wymaganiem dla pracy wiertnicy jest przemieszczanie osi wiertła w polu pracy, które jest definiowane jako fragment płaszczyzny równoległej do czoła maszyny (rys. 2a) [3].

Ze strukturalnego punktu widzenia element wykonawczy powinien dysponować czterema stopniami swobody ($W = 4$) – przemieszczenia wzdłuż osi z i y oraz rotacje wokół osi przemieszczeń. Ruchliwość teoretyczną ogólnie można zapisać jako:

$$W = W_b + W_c + W_U \quad (1)$$

gdzie:

W – ruchliwość teoretyczna,

W_b – ruchliwość członu biernego,

W_c – ruchliwość członów czynnych,

W_U – ruchliwość łańcucha pośredniczącego.

Synteza strukturalna według równania (1) może być prowadzona przy różnych założeniach. Odpowiedni ich dobór ogranicza liczbę rozwiązań i pozwala na łatwiejszą ich selekcję.

Wytypowany schemat strukturalny jest podstawą do określenia możliwych schematów kinematycznych. Para kinematyczna II klasy może mieć różną postać. Biorąc pod uwagę kryteria konstrukcyjne i eksploatacyjne, zrezygnowano z par charakteryzujących się ruchem translacyjnym. Kierując się prostotą rozwiązania, wstępnie przyjęto, że wysięgnik połączony jest z korpusem maszyny oraz z ramą wiertarki za pomocą par uniwersalnych (przeguby Cardana). Takie rozwiązanie umożliwia ustawienie końcówki wiertła w dowolnym punkcie pola pracy przy zachowaniu żądanej orientacji jego osi (rys. 2b) [3].

2.2. Omówienie wyników syntezy strukturalnej

Przedstawiony (rys. 2b) schemat kinematyczny spełnia jedynie warunek żądanych stopni swobody, którymi musi dysponować rama wiertarki. Warunki eksploatacyjne maszyny powodują, że bezpośrednie wymuszenia ruchu w parach obrotowych nie są technicznie możliwe do zrealizowania. Zatem kolejnym etapem syntezy jest zdefiniowanie mechanizmów wymuszających ruch w parach obrotowych, które na wstępnym etapie syntezy traktowane były jako pary czynne. Ze względu na występowanie wysokich wartości momentów przyjęto, że wymuszenia kinematyczne będą realizowane z wykorzystaniem siłowników hydraulicznych [3].

Umieszczenie punktów mocowania siłownika pomiędzy sąsiadującymi członami połączonymi parą obrotową wymusza konieczność zwiększenia wymiarów gabarytowych krzyży par uniwersalnych. Jest to szczególnie niekorzystne w przypadku pary łączącej wysięgnik z korpusem maszyny, gdzie występują duże siły oddziaływania. Rozwiązaniem tego problemu konstrukcyjnego jest zastosowanie rozsunięcia osi pary uniwersalnej poprzez zastąpienie krzyża odpowiednim członem pośredniczącym. Dodatkową zaletą tego rozwiązania jest fakt, że odległość między osiami jest parametrem, którego wartość można dobierać i dzięki temu wpływać na cechy kinematyczne oraz wytrzymałościowe organu roboczego.

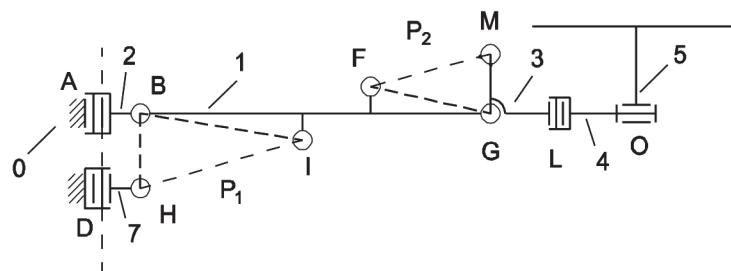
Pełny schemat kinematyczny mechanizmu wysięgnika oraz warunków geometrycznych po uzupełnieniu o człony napędowe przedstawiono na rysunku 3 [3].

W przypadku siłownika odpowiadającego za podnoszenie ramy wiertarki przyjęto inne rozwiązanie niż w pozostałych przypadkach. Jest to spowodowane faktem, że siłownik ten jako jedyny umieszczony jest między sąsiednimi członami tworzącymi parę obrotową. O wyborze takiego rozwiązania zdecydowały względy konstrukcyjne.

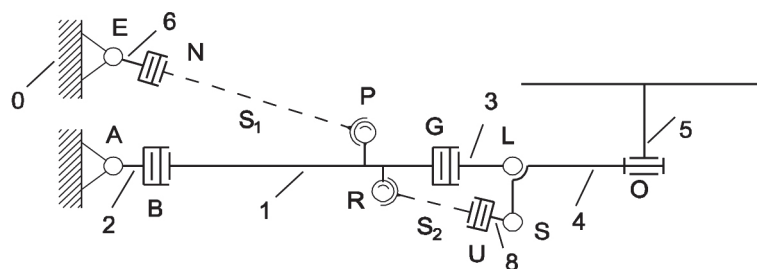
Jeśli przyjmiemy współosiowość par A i D, mechanizmy podnoszenia wysięgnika i obrotnika pozostają zawsze w jednej płaszczyźnie. W ruchu płaskim, w celu otrzymania prostowodu, trójkąty ΔHBI oraz ΔMGF muszą zawsze być podobne, a skala podobieństwa jest równa wartości współczynnika hydraulicznego siłowników P1 (HI) i P2 (FM) – W_p . Wymiary i orientacja tych trójkątów może być dowolna. Pozwala to w procesie projektowania punktów mocowania siłowników uwzględniać dodatkowe kryteria konstrukcyjne – zmniejszanie naprężeń, odpowiedni dobór kątów przełożenia, unikanie kolizji czy też technologiczność konstrukcji oraz dobór siłowników o znormalizowanych wymiarach. Przy projektowaniu punktów mocowania siłowników należy zwrócić szczególną uwagę na spełnienie warunku podobieństwa dla minimalnej długości rzeczywistych siłowników.

$$L_{\min P2} \geq W_p \cdot L_{\min P1} \quad (2)$$

Niespełnienie warunku (2) skutkuje otrzymaniem rozwiązania teoretycznego lub wymaga specjalnego wykonania siłownika podnoszenia obrotnika P2. Podobnie należy postępować w przypadku prostowodu skrzętu (rys. 4) [3, 4].



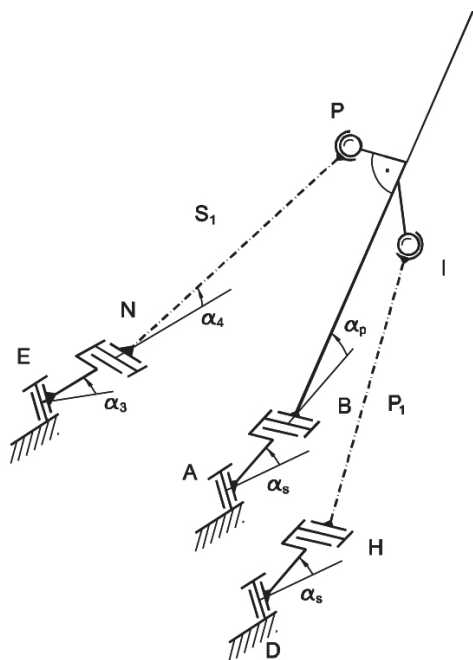
Rys. 3. Schemat kinematyczny mechanizmu oraz warunek otrzymania prostowodu dla podnoszenia wysięgnika wiertnicy FM 1.7 LE



Rys. 4. Schemat prostowodu skrzętu (rzut z góry) wysięgnika wiertnicy FM 1.7 LE

Cechą charakterystyczną mechanizmu składu wysięgnika jest to, że podczas podnoszenia wysięgnika (obrót w parze B) następuje jego obrót wokół osi pary A. Zjawisko to występuje przy zachowaniu stałej długości siłownika składu S1 (rys. 4). Konsekwencją tego jest brak możliwości utrzymania osi wysięgnika w jednej płaszczyźnie podczas jego podnoszenia. Opisana sytuacja nie występuje jedynie w konfiguracjach, w których osie par B i N leżą na jednej prostej. Teoretycznie są dwie takie konfiguracje, ale ze względów konstrukcyjnych w przypadku projektowanego mechanizmu składu żadna z nich nie występuje.

Przyczyną, z której powodu podnoszenie wysięgnika nie odbywa się w jednej płaszczyźnie w przypadku ustalonej długości siłownika S1, zobrazowano na rysunku 5. Podczas podnoszenia wysięgnika punkt P znajduje się na trajektorii będącej okręgiem o promieniu BP' i środku leżącym na osi pary B. Zachowanie osi wysięgnika w jednej płaszczyźnie wymaga, aby odległość EP odpowiednio zmieniała się w funkcji kąta podnoszenia wysięgnika $EP = f(\alpha_p)$. Z drugiej strony odległość EP jest wynikiem stałej długości odcinka EN i siłownika S1. Spełnienie obu tych warunków dla dowolnej stałej wartości kąta składu α_s nie jest możliwe. Poprzez odpowiedni dobór wymiarów podstawowych można jedynie minimalizować to niekorzystne zjawisko. Analogiczna sytuacja ma miejsce w przypadku mechanizmu odpowiadającego za ruch obrotnika względem wysięgnika.



Rys. 5. Przestrzenny schemat kinematyczny mechanizmu podnoszenia i składu wysięgnika wiertnicy FM 1.7 LE

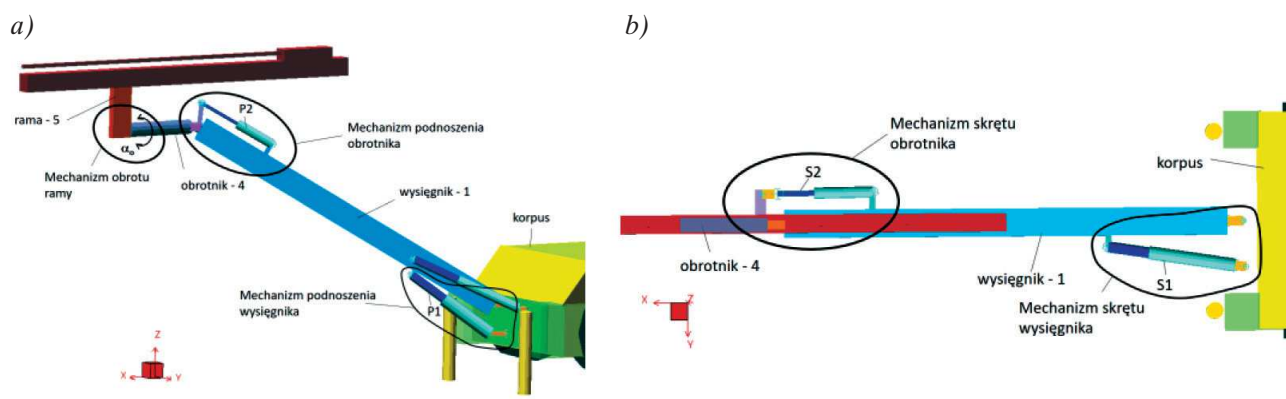
Ostatecznie, kierując się kryterium ograniczającym wartości błędów prostowodności i względami konstrukcyjnymi, dobrano punkty mocowania siłowników składu wysięgnika, obrotnika oraz przyjęto pozostałe wymiary prostowodu składu. W procesie tym szczególną uwagę zwracano na to, aby układ kinematyczny nie osiągał konfiguracji osobliwych.

Określone powyżej parametry geometryczne wiertnicy FM 1.7 LE spełniają wszystkie narzucone parametry i założenia projektowe. Jak wykazano, stworzone prostowody składu i podnoszenia nie są ze względu na przyjęte ograniczenia techniczne układami idealnymi i mogą wносить podczas ruchu w założonym polu pracy pewne błędy prostowodności Δy i Δz mierzone w płaszczyznach składu i podnoszenia. W związku z tym wyznaczone parametry geometryczne zostały zweryfikowane podczas numerycznych badań symulacyjnych w systemie do analizy dynamicznej układów wielocłonowych typu MSC Adams czy LMS DADS.

3. BADANIA SYMULACYJNE

Na potrzeby dalszych badań, dla opracowanej kinematyki organu roboczego projektowanego wozu wierzącego FM 1.7 LE, został zbudowany pełny model symulacyjny ze zdefiniowanymi siłownikami składu i podnoszenia wysięgnika, pracującymi w układach prostowodów (rys. 6) [3]. Do przeprowadzenia badań symulacyjnych wybrano system LMS DADS. Model ten posłużył do badania układu pod kątem występowania położenia osobliwych oraz do analizy błędów Δy i Δz prostowodności oraz do określenia dokładnych granic pola pracy wiertnicy.

Człony mechanizmów podczas pracy mogą przyjmować położenia nieokreślone kinematycznie. Takie pozycje mechanizmu nazywa się powszechnie bądź konfiguracjami osobliwymi, bądź położeniami osobliwymi. Konfiguracja osobliwa układu mechanicznego to taka, w której zachowania systemu nie można przewidzieć (nie można wyznaczyć). Układ doprowadzony do położenia osobliwego zmienia swoje właściwości dynamiczne i kinematyczne (ruch przestaje być kontrolowany). Wartości niektórych parametrów (sił, prędkości i przyspieszeń) stają się nieokreślone bądź dążą do nieskończoności. Pochodne równań więzów układu mechanicznego w takim położeniu wykazują matematyczną osobliwość, nie mają rozwiązania.



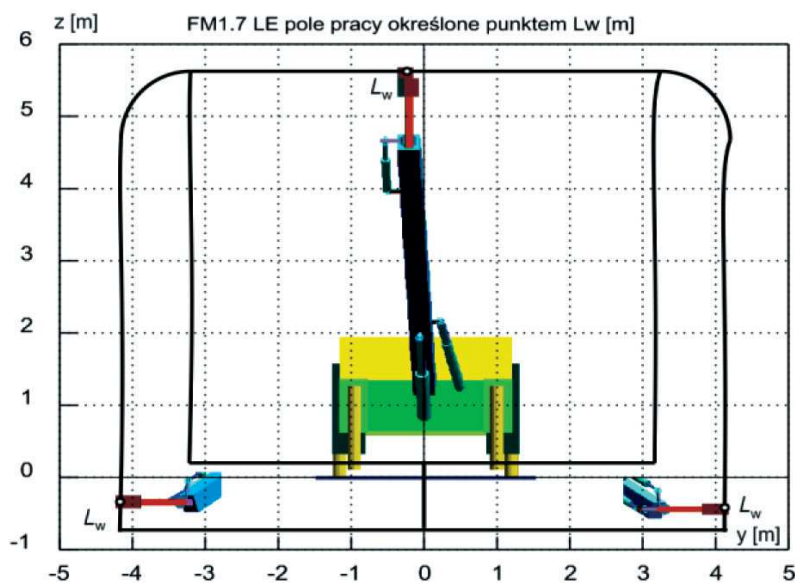
Rys. 6. Widok modelu bryłowego wiertnicy FM 1.7 LE: a) mechanizmy: podnoszenia wysięgnika, podnoszenia obrotnika i obrotu ramy; b) widok z góry modelu z zaznaczonymi mechanizmami: skrótu wysięgnika i skrótu obrotnika

W pobliżu konfiguracji osobliwej małe zmiany parametrów wejściowych (prędkości, sił) mogą przynieść duże zmiany parametrów wyjściowych (bądź odwrotnie). W niektórych przypadkach zajęcie przez człony mechanizmu położeń osobliwych ze względu na znaczny wzrost sił może doprowadzić do zniszczenia lub uszkodzenia układu. Podczas projektowania powinno się bezwzględnie uwzględnić położenia osobliwe i nie dopuszczać układu do przyjmowania takich konfiguracji. Stąd jednym z szeroko rozważanych i istotnych problemów projektowania jest wyznaczanie konfiguracji mechanizmów oraz analiza zachowania mechanizmów w położeniach osobliwych. W opracowanym układzie kinematycznym tak dobrano wymiary członów oraz napędów, aby dla kinematy-

ki zapewniającej osiągnięcie zdefiniowanego pola pracy nie występowały położenia osobliwe.

3.1. Wybrane wyniki badań symulacyjnych

Badania symulacyjne układu pozwalają przede wszystkim na określenie rzeczywistych zakresów ruchów wiertnicy i w konsekwencji na określenie rzeczywistego pola pracy. Parametrami wymuszającymi ruchy układu były wydłużenia i skrócenia siłowników P_1 , P_2 , S_1 i S_2 pracujących w układzie prostowodu hydraulicznego. Badania symulacyjne wysięgnika przeprowadzono dla pracy z maksymalnie wysuniętym wysięgnikiem. Osiągnięte pole pracy przedstawiono na rysunku 7.

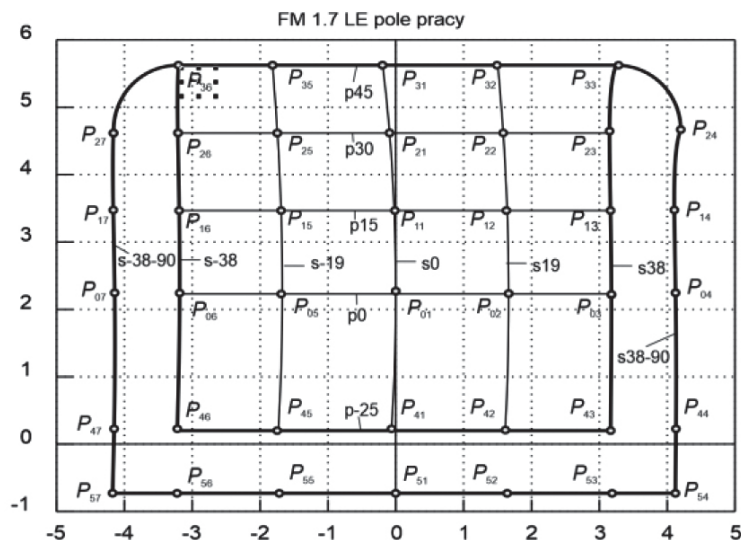


Rys. 7. Łączne pole pracy wiertnicy FM 1.7 LE określone przez punkt L_w na ramie osiągnięte z trzema położeniami wiertarki: pionowym (kąt obrotu obrotnika $\alpha_o = 0^\circ$) i poziomym dla kątów obrotu obrotnika $\alpha_o = 90^\circ$ i $\alpha_o = -90^\circ$

Ponadto przeprowadzono analizy błędów, dokonując symulacji przemieszczeń wysięgnika po wybranych liniach na polu pracy. Na rysunku 8 przedstawiono pole pracy ze schematem przebadanych linii: p-25, p0, p15, p30, p45, s-38, s-19, s0, s19, s38. Dodatkowo na polu pracy wyznaczono punkty pomiarowe

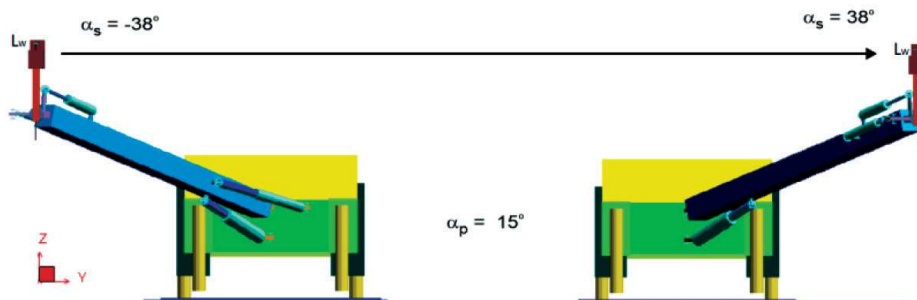
we P_{ij} ($i = 0, \dots, 5; j = 1, \dots, 7$), dla których wyznaczono dokładne wartości błędów.

Na rysunku 9 zamieszczono przykładowy schemat symulacji oraz przebiegi wyznaczonych błędów: Δy – prostowodu skrzytu, Δz – prostowodu podnoszenia, dla ruchu po wybranej linii poziomej.

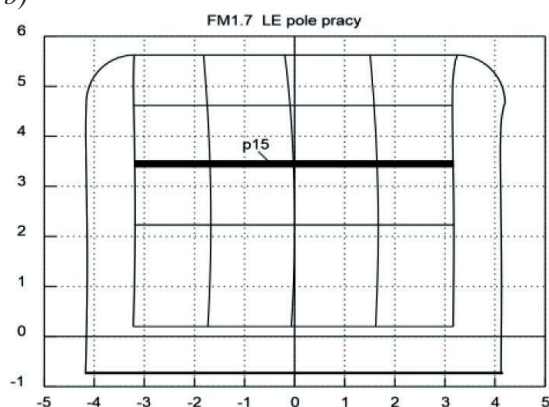


Rys. 8. Widok z przodu pola pracy wiertnicy FM 1.7 LE z wyspecyfikowanymi liniami badań i punktami P_{ij} , w których określono szczegółowo wartości błędów prostowodu podnoszenia Δz i skrzytu Δy

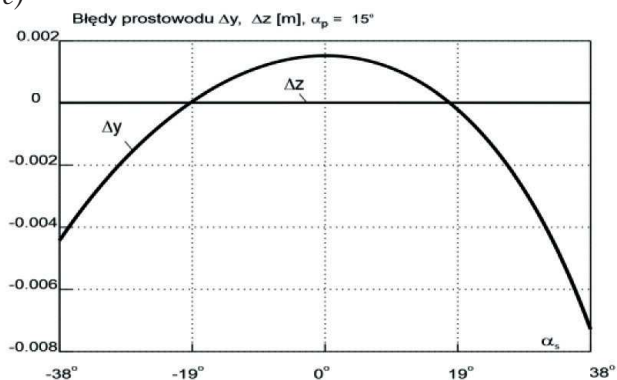
a)



b)



c)



Rys. 9. Badania dokładności prostowodów ramy wiertarki podczas przemieszczania ramy (punkt L_w) wzdłuż linii p-15 w funkcji kąta skrzytu α_s ($-38^\circ < \alpha_s < 38^\circ$ – zmieniający wysuw siłownika skrzytu przy stałym kącie podnoszenia $\alpha_p = -25^\circ$; stały wysuw siłownika podnoszenia): a) schemat symulacji; b) położenie prostej p-15; c) uzyskane przebiegi błędów Δz prostowodu podnoszenia i Δy prostowodu skrzytu

4. WNIOSKI

W wyniku przeprowadzonych prac opracowano strukturę, kinematykę i geometrię układu roboczego nowego wozu wierzącego o napędzie bateryjnym typu Face Master 1.7 LE dla zadanego pola pracy ($H \times W - 5,6 \times 8,4$ m) oraz kątów podnoszenia i skrętu wysięgnika.

W pierwszej części pracy przeprowadzono syntezę strukturalną mechanizmu wysięgnika, której celem było zapewnienie wiertarce wymaganych stopni swobody. Wynikiem był wybór schematu podstawowego wysięgnika, który daje możliwość pracy wiertnicy zarówno przy sprzężeniu kinematycznym odpowiednich par członów czynnych, jak i na całkowicie niezależne ich działanie. W kolejnym etapie wybrano schemat kinematyczny wysięgnika, który następnie został uzupełniony łańcuchami zawierającymi człony czynne (siłowniki). Dysponując już pełnym schematem kinematycznym, przystąpiono do zdefiniowania jego wymiarów podstawowych. Przy projektowaniu geometrii układu kinematycznego wysięgnika zostały uwzględnione wszystkie narzucone założenia i ograniczenia projektowe (m.in. maksymalne zakresy ruchu, rodzaj i geometria siłowników, współczynniki hydrauliczne prostowodów, wymiary płyty mocującej, typ i geometria ramy wiertarki, obrotnik itp.).

Proces ustalania wymiarów podstawowych został podzielony na dwie fazy. W pierwszej zdefiniowano geometrię mechanizmu podnoszenia. W kolejnym kroku dobrano wymiary mechanizmu skrętu. Proces definiowania wymiarów podstawowych realizowany był przy założeniu, że głównym zadaniem wiertnicy jest jej praca w układzie sprzężenia hydraulicznego.

Nadrzędnym kryterium jakości działania projektowanego układu prostowodu wysięgnika było zachowanie stałej orientacji osi wiertła w każdym punkcie pola pracy. Niestety, spełnienie wymagań konstrukcyjnych pociągało za sobą konieczność pogorszenia jakości uzyskanego prostowodu. Z tego powodu konieczny był żmudny proces projektowania wymiarów

układu kinematycznego, którego celem było uzyskanie błędów prostowodności osi wiertła poniżej 1° .

Wynikiem przeprowadzonych prac jest układ kinematyczny wiertnicy FM 1.7 LE, który osiąga wymagane pole pracy wiertarki o wysokości H i szerokości W).

Podziękowania

Badania współfinansowane przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w ramach projektu „Nowa generacja modułowych maszyn, wierzącej i kotwiącej, z napędami bateryjnymi, przeznaczonych do pracy w podziemnych kopalniach rud miedzi i surowców mineralnych”, nr umowy POIR.01.01.01-00-D011/16 w Programie Operacyjnym Inteligentny Rozwój.

Literatura

- [1] Butra J., Dębowski R., Kosiorowski A., Kosior A.: *Sposób wybierania złoża o małej miąższości w strefach ochronnych głównych wyrobisk korytarzowych kopalń rud miedzi*, „Rudy i Metale Nieżelazne” 2004, 49, 6: 272–279.
- [2] Grzesiński J.: *Doświadczenia kopalni „Lubin” w prowadzeniu eksploatacji w warunkach skrzepowanych na przykładzie wybranych filarów oporowych*, „Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa” 2007, 9: 46–58.
- [3] Bałchanowski K.J., Wudarczyk S., Karliński J.: *Opracowanie oraz analiza kinematyki układów roboczych samojedźnych maszyn górniczych o napędzie bateryjnym*, „Raporty Wydziału Mechanicznego Politechniki Wrocławskiej” 2017, 100: 77.
- [4] Bałchanowski K.J., Szrek J., Wudarczyk S.: *Kinematic aspects of the drilling ring boom design*, w: *Proceedings of the 22nd International Scientific Conference*, Kaunas 2017: 27–31.

dr inż. JACEK KARLIŃSKI

mgr inż. PAULINA DZIAŁAK

Katedra Konstrukcji i Badań Maszyn

dr hab. inż. KRZYSZTOF JACEK BAŁCHANOWSKI

dr inż. SŁAWOMIR WUDARCZYK

Katedra Inżynierii Biomedycznej, Mechatroniki

i Teorii Mechanizmów

Wydział Mechaniczny

Politechnika Wrocławska

ul. Łukasiewicza 7/9, 50-371 Wrocław

{jacek.karlinski, paulina.dzialak, jacek.balchanowski, slawomir.wudarczyk}@pwr.wroc.pl

RAJMUND HORST
MAREK MODRZIK
PAWEŁ FICEK
MAREK ROTKEGEL
ANDRZEJ PYTLIK

Corroded steel support friction joint load capacity studies as found in Piast-Ziemowit coal mine

This article presents the load capacity study results of the corroded friction joints obtained during heading relining conduction. The main goal of the study was to determine the operational characteristics of heavily corroded friction joints as well as their load capacity. An additional goal of the study was to indicate which parameter is crucial from the point of view of corroded support technical condition evaluation – friction joint load capacity or arch strength. Mine conditions in which the LP support operated were also briefly characterized in the article. The study presented in the article is of a pilot character; while the obtained results reveal a very significant influence of corrosion on the support operational safety, the studies of corroded joints will be continued in the future using a larger number of samples and various types of shackles.

Key words: corrosion, heading support, friction joints, load capacity study

1. INTRODUCTION

A steel frame support is the basic gallery working support utilized in Polish hard coal mines. The reasons for this are the many advantages of this type of support, including its easy adjustment to geological and mining conditions, fast manufacturing, relatively low cost, and wide array of available support size variants. Despite this, the steel frame support has one significant flaw; its load capacity changes over time together with the progressing corrosion of its frame. Thus, its durability is limited and dependent (among other things) on the aggressiveness of the environment in which it is utilized. Based on underground observations, it can be concluded that steel frame supports retain their functional quality over a period of several to dozens of years. It is obvious that specific steel support components are susceptible to aggressive environmental influence to a different extent.

Frame durability is considerably higher than that of thin-walled elements, such as wire mesh lining or frame sprags. While it is possible to supplement, replace, or apply repairs to most accessories in the event of significant corrosion, it is necessary to reinforce (underpin) or replace them in the case of frames, which results in costly heading reconstruction [1]. To avoid emergencies when support load capacity falls to the level of the load it is subjected to (and results in heading stability loss risks as well as caving and rock slide risks), mining staff should periodically conduct support technical condition controls. A number of corrosion studies have been conducted thus far (including concerning mining supports) [2–6], and many methodologies have been developed, making it possible to assess the load capacity of a corroded frame based on real V-section wall thickness measurements [7–11]. Friction joint load capacity is another very significant issue [12–15]

that influences the frame spacing determined during support selection [16–18], though it is omitted in the referenced corroded support assessment methodologies. This is due to the fact that, in underground conditions, it is difficult to determine or at least estimate the load capacity of friction joints in which support arch consolidation occurred as a result of crevice corrosion. This particularly concerns corroded frames, when it is difficult to determine the load capacity of a friction joint in an indirect way. To assess this load capacity, a series of bench studies were conducted on the frame friction joints obtained during heading relining conduction. An additional goal of the studies was to determine which parameter is crucial from the point of view of corroded support technical condition evaluation – friction joint load capacity or arch strength.

2. MINE ENVIRONMENT CHARACTERISTICS IN OPERATION AREA OF STUDIED FRICTION JOINTS

The mine environment changes along with characteristic factors such as hydrologic conditions, burial depth, humidity, surrounding rock virgin temperature, temperature of the machines and devices operating in a given heading, airflow, etc. Based on studies and observations, it was determined that mine water aggressiveness has the greatest influence on the corrosion process speed in the Piast-Ziemowit Ruch Ziemowit coal mine.

Four basic characteristics of mine water determine its aggressiveness:

- hydrogen ion concentration (pH),
- total hardness,
- amount of chlorides,
- amount of sulfides.

Friction joint samples for laboratory testing were obtained from East Drift 930, Level III (650 m) during the relining conducted there. Basic data concerning the support has been collected in Table 1.

The support was set in 1998; therefore, it has been operational for 20 years. Breakaways of corrosion products and heavily corroded shackles were visible on the support arches. The environment in the sampling area was very aggressive. Relative air humidity in the heading was at a level of 88%. Additionally, the analyzed water was characterized by very high mineralization; it contained 149,500 mg/dm³ of solutes and had high hardness – 1019°n. The average chloride ion concentration of 84,373 mg/dm³ and sulfide of 3323 mg/dm³ at a significant layer of humidity on the support surface resulted in the acceleration of the corrosion processes. Furthermore, 3466 mg/dm³ of magnesium cations and 4280 mg/dm³ of calcium cations had an influence on the considerable water hardness.

Taking into account the time when the support was in operation and the very high mineralization of the water condensing on the support surface (high even for mine conditions) resulting in the acceleration of the corrosion processes, the support together with the friction joints in East Drift 930 can be considered heavily corroded.

Table 1
Steel support characteristics [19]

Frame size	Section	Grade of steel	Number of shackles in joint	Shackle type	Year of setting
LP9	V29	25G2	2	K29	1998

Table 2
Physico-chemical properties of water in studied support operation area [19]

Solute [mg/dm ³]	pH	Total hardness [°n]	Cations [mg/dm ³]		Anions [mg/dm ³]		
			Ca ⁺²	Mg ⁺²	Cl ⁻	SO ₄ ⁻²	HCO ₃ ⁻
149,500	6.5	1386	4280	3466	84,373	3323	122

3. COURSE AND RESULTS OF STUDIES

Bench tests were conducted on two LP support friction joints constructed from V29 sections, obtained during the relining of East Drift 930 at Level III in the Piast-Ziemowit Ruch Ziemowit coal mine.

Arcuate joint tests without passive pressure (passive force exerting influence on the joint) were conducted according to the load diagram presented in Figure 1 (based on standard PN-G-15026:2017-04) [20].

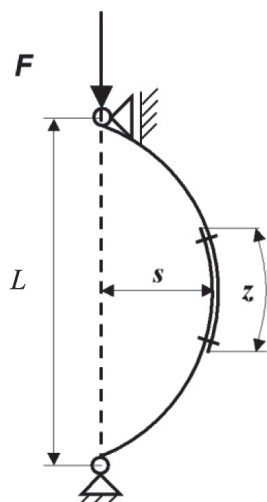


Fig. 1. Load diagram of arcuate joint subjected to force F acting in fixed support pivot axis, where L is the joint chord length, s – joint arrow length, and z – overlap length

Negative bending moment value M_g (decreasing the joint arch radius of curvature) in the joint cross-section (in the location of its arrow s) was calculated from the following formula:

$$M_g = -F \cdot s \text{ [kN}\cdot\text{m]} \quad (1)$$

where:

- F – force loading the joint during its yield [kN],
- s – joint arrow length [m], calculated as the distance between the neutral axis of two V29 sections in the joint and the force F axis.

The test stand was equipped with a hydraulic actuator with a strain gauge force sensor (operating in a full-bridge configuration) with a measuring range of up to 1000 kN (Class 0.5), mounted on the piston rod and a potentiometric displacement transducer with a measuring range up to 1500 mm (Class 0.35) for joint chord length alteration ΔL measurement during its loading.

During testing, force F loading the joint and joint chord length L were measured with a sampling rate of $f_p = 10$ Hz, which is sufficient to determine the operational characteristics of LP support frame friction joints (as demonstrated by the many years of friction joint studies within an accredited laboratory). The sensors were connected to a DMCPLUS-type measuring amplifier with an accuracy class of 0.03. Measurement data was registered on a computer using the CATMAN program.

Before conducting the tests, the joints had an overlap of approx. 560 mm, while the joint arrows s were approx. 108 mm long (measured from the force F axis to the joint neutral axis) [12–13].

The joint ends in contact with the tensile testing machine parallel loading plates were cut in such a way so they would adhere to the machine plates. Due to the fact that section perforations were found in the joint (Fig. 2), its ends were additionally reinforced with a V29 section segment and a single shackle. This was done to prevent the occurrence of V29 section deformations in the joint (which would block its yield) and, thus, disrupt the joint course of operation. A view of the joints prepared for testing is presented in Figures 3 and 4.



Fig. 2. Section perforation in flange area



Fig. 3. Friction joint 1 prepared for testing and shackle technical condition



Fig. 4. Friction joint 2 prepared for testing and shackle technical condition

Test results in the form of $F = f(\Delta L)$ courses are presented in Figures 5 and 6.

Geometric measurements of the K29 bow shackles in friction joint 1 showed that the M27 bow bolts exhibited slight corrosion resulting in bow diameter reduction within a range of 25–26 mm (both in the lower and upper shackles). The joint overlap of $z = 560$ mm did not change (neither before nor after testing).

During Test 1, the joint loaded with a force of $F = 700$ kN at a bending moment of $M_g = 75.6$ kNm did not yield, and no plastic deformation was found in it after the test either. Arcuate joints constructed from V29 sections connected with two K29 shackles typically tend to yield at a loading force of approx. 220 kN. The blocking of the joint was most likely the result of crevice corrosion between the arches, which resulted in the locking of the sections and shackles in the joint.

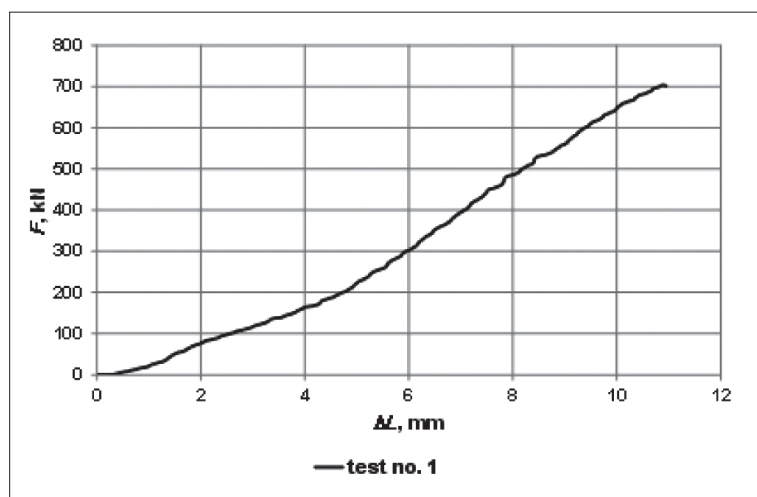


Fig. 5. Friction joint 1 characteristics

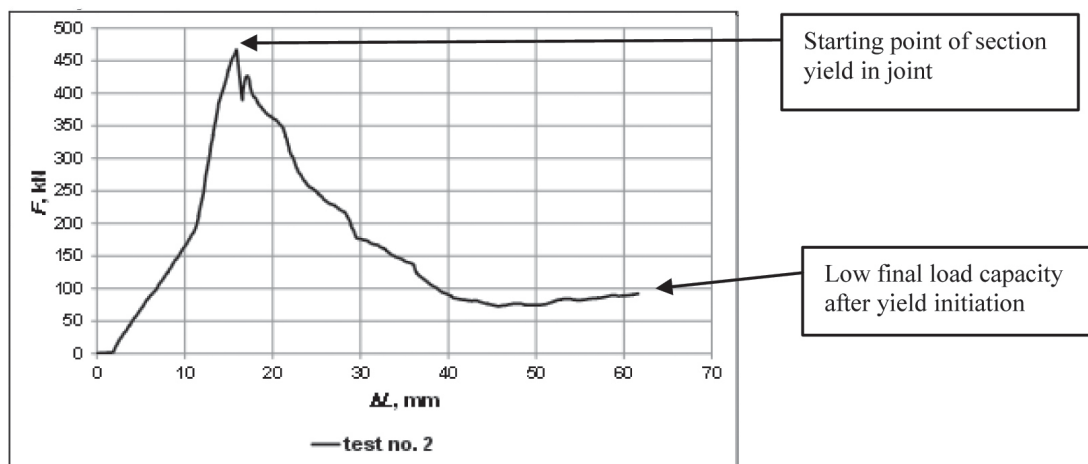


Fig. 6. Friction joint 2 characteristics

Geometric measurements of the K29 bow shackles in friction joint 2 showed that the M27 bow bolts exhibited significant corrosion resulting in bow diameter reduction within the ranges of 7–20 mm in the upper shackle and 18–23 mm in the lower shackle.

A different manner of operation was observed during Test 2. The joint loaded with a force of $F = 467$ kN and a bending moment of $M_g = 50.4$ kNm did yield

(Fig. 8). The yield was a continuous yield, and the joint load capacity end value stabilized at a level of approx. 90 kN. No section plastic deformations in the joint were observed after the test either. The most likely cause of the joint yield and systematic decrease of its load capacity was the bad technical condition of the upper and lower shackle bow bolts as compared to the bow shackles utilized in Test 1 (Fig. 7).

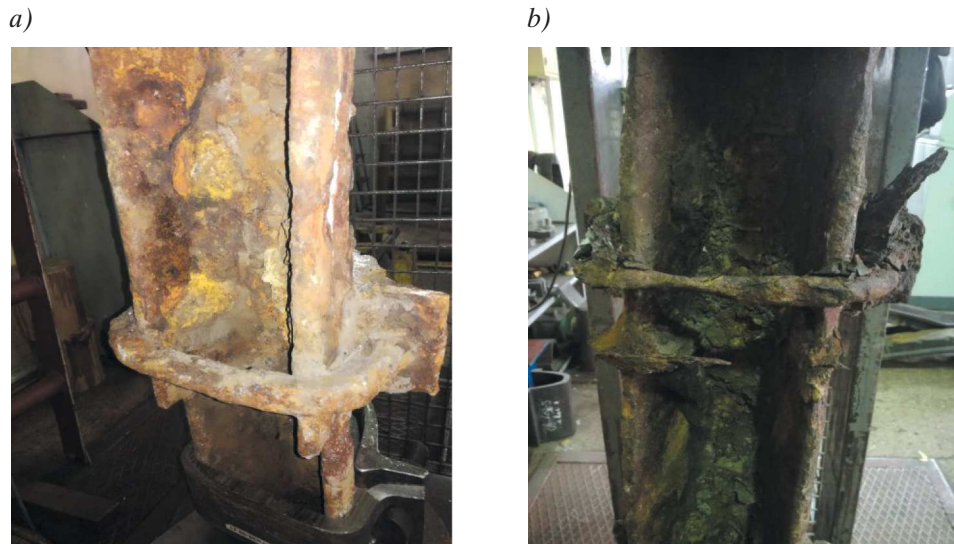


Fig. 7. Bow bolts in joints during testing: a) no. 1; b) no. 2

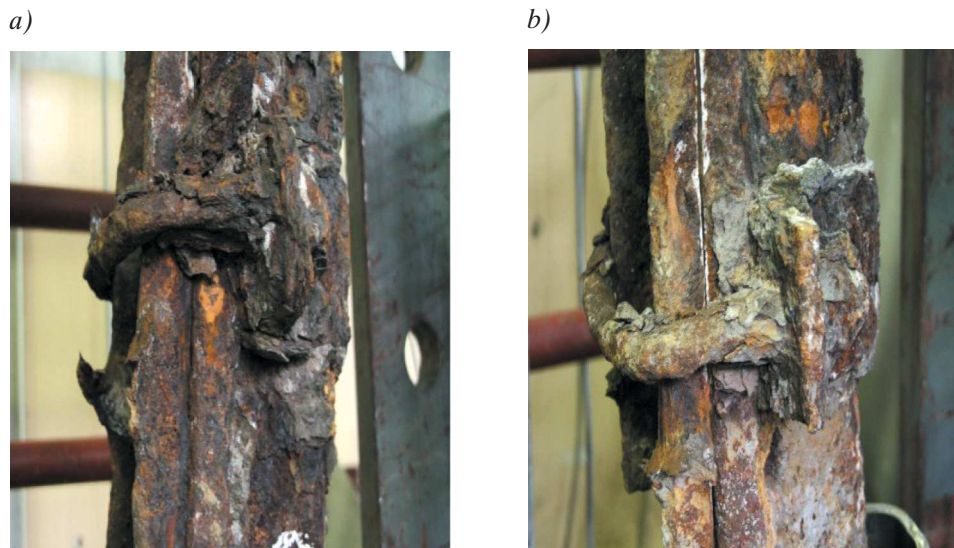


Fig. 8. Friction joint 2 shackles after testing (evident yield)

When yielding, bow bolts undergo slight beveling, which results in their increased tension as related to the nominal (generated by nominal tightening torque). Due to the fact that the bow bolts have a considerably reduced cross-section resulting from corrosion (Fig. 7), the bolts undergo significant deformation, which is the cause behind the decrease in section pressure force in the joint and, thus, the decrease in friction force. The low final section load capacity value in the joint (determined at a level of approx. 90 kN) and its character (lack of stepwise yielding typical of friction joints) are also influenced by the joint surface condition, which is covered with multiple corrosion products and stone dust. However, the extent of this influence is very difficult to determine

when considering a joint surface condition that is diversified to such a degree.

The conducted tests revealed the high load capacities of significantly corroded friction joints. This particularly concerns their state before the first yield. As can be observed, even major bow shackle corrosion damage (joint II) does not result in decreased joint load capacity (when it comes to the first yield) when compared to a new non-corroded joint. Thus, it can be assumed that (paradoxically enough) significant friction joint corrosion increases its load capacity. However, this concerns the state before the first yield and rupture of the corroded joint. Because of this, under conditions of major frame corrosion and the simultaneous “transformation” of friction joints

into corroded arch joints, and in the case of no arch yielding occurring in the overlaps, questions of friction joint load capacity can be disregarded when qualifying corroded frames as suitable for further use, while the corroded frame load capacity assessment itself can be limited to arch strength.

4. SUMMARY AND CONCLUSIONS

The studies of very heavily corroded joints have shown that corrosion has a significant influence on the locking effect of sections in a joint. Depending on the condition of the shackles in a joint (which determine the section pressure force), corrosion may result in a complete blocking of the joint or a situation where its load capacity is much greater than the nominal load capacity. Paradoxically, this leads to an increase in the frame load capacity, as it then changes its characteristics from yielding to rigid. However, this occurs at the cost of its yielding capacity and results in hazardous situations where the support becomes rigid (which is unfavorable, particularly when faced with the possibility of rock mass tremors or deformational load occurrence). The low friction joint load capacity after the first yield (after the breakage of the adhesive joint) may be a cause for concern as well. It must also be taken into consideration that the maximum load capacity of the (rigid) frame decreases together with the progressing corrosion.

Due to the fact that the presented studies are of a pilot character, while the obtained results reveal a very significant influence of corrosion on the support operational safety, the studies of corroded joints will be continued using a larger number of samples and various types of shackles.

References

- [1] Prusek S., Rotkegel M., Małecki Ł.: *Wybrane sposoby wzmacniania skorodowanej stalowej obudowy odrzwiowej*, "Przegląd Górniczy" 2015, 5: 71–77.
- [2] Baszkiewicz J., Kamiński M.: *Podstawy korozji materiałów*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1997.
- [3] Graffstein-Malkiewicz E., Leśniewski K.: *Korozja w górnictwie węglowym*, Wydawnictwo "Śląsk", Katowice 1971.
- [4] Prusek S., Rotkegel M.: *Zjawisko korozji w obudowie chodnikowej*, "Prace Naukowe GIG. Seria Konferencje" 2004, 48: 55–62.
- [5] Rotkegel M.: *Skutki korozji obudowy wyrobisk korytarzowych, sposoby im zapobiegania i minimalizacji strat*, Konferencja WUG i GIG-SITG "Problemy bezpieczeństwa i ochrony zdrowia w polskim górnictwie", Mysłowice 2006: 147–157.
- [6] Wranglen G.: *Podstawy korozji i ochrony metali*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1985.
- [7] Prusek S., Rotkegel M., Stokłosa J., Malesza A.: *Ocena stopnia skorodowania odrzwi obudowy chodnikowej na przykładzie ZG "Bytom III"*, "Miesięcznik WUG" 2004, 9: 13–20.
- [8] Prusek S., Rotkegel M.: *Korozja obudowy wyrobisk korytarzowych*, "Wiadomości Górnicze" 2005, 7–8: 336–341.
- [9] Rak Z., Siodlak Ł., Stasica J.: *Możliwości wzmocnienia obudowy podporowej wyrobisk korytarzowych z wykorzystaniem torkretowania*, "Bezpieczeństwo Pracy i Ochrona Środowiska w Górnictwie", 5, 2007.
- [10] Rotkegel M., Kowalski E.: *Wpływ stopnia skorodowania elementów odrzwi na nośność obudowy*, "Prace Naukowe GIG. Seria Konferencje" 2003, 46: 95–110.
- [11] Rotkegel M.: *Pomiary ubytku korozyjnego obudowy wyrobisk korytarzowych*, "Prace Naukowe GIG" 2006, 4: 23–32.
- [12] Pytlik A.: *Wpływ zginania na pracę ciernych złączy łukowych odrzwi ŁP przy obciążeniach statycznych i dynamicznych*, Główny Instytut Górnictwa, Katowice 2001 [praca doktorska].
- [13] Pytlik A.: *Charakterystyka pracy łukowych złączy badanych z odporem biernym przy obciążeniu statycznym i dynamicznym*, Prace Naukowe GIG. Seria Konferencje nr 42. Problemy obudowy i utrzymania wyrobisk korytarzowych, Katowice 2002: 109–123.
- [14] Pytlik A.: *Obudowa górnicza i jej akcesoria – wymogi bezpiecznego stosowania*, in: *Bezpieczeństwo pracy w kopalniach węgla kamiennego*, red. W. Konopko, Górnictwo i środowisko, t. 1: Główny Instytut Górnictwa, Katowice 2013: 111–133.
- [15] Rotkegel M.: *Wpływ cech konstrukcyjnych złączy na nośność stalowej obudowy odrzwiowej podatnej*, "Wiadomości Górnicze" 2011, 9: 480–484.
- [16] Chudek M. et al.: *Zasady doboru i projektowania obudowy wyrobisk korytarzowych i ich połączeń w zakładach górniczych wydobywających węgiel kamienny*, Katedra Geomechaniki, Budownictwa Podziemnego i Ochrony Powierzchni, Politechnika Śląska, Gliwice–Kraków–Katowice 1999.
- [17] Drzęzła B. et al.: *Obudowa Górnicza. Zasady projektowania i doboru obudowy wyrobisk korytarzowych w zakładach górniczych wydobywających węgiel kamienny*, wyd. 2 poprawione, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2000.
- [18] Rułka K. et al.: *Uprozczone zasady doboru obudowy odrzwiowej wyrobisk korytarzowych w zakładach wydobywających węgiel kamienny*, Główny Instytut Górnictwa, Seria Instrukcje, Nr 15, Katowice 2001.
- [19] Materiały własne KWK Piast-Ziemowit.
- [20] Norma PN-G-15026:2017-04: *Obudowa wyrobisk górniczych – strzemiona oraz złącza odrzwi z kształtowników korytkowych. Badania wytrzymałościowe*.

RAJMUND HORST, M.Sc., Eng.

MAREK MODRZIK, M.Sc., Eng.

PAWEŁ FICEK, M.Sc., Eng.

PGG KWK Piast-Ziemowit

ul. Granitowa 16, 43-155 Bieruń, Poland

{r.horst, m.modrzik, p.ficek}@pgg.pl

MAREK ROTKEGEL, Ph. D., Eng.

ANDRZEJ PYTLIK, Ph. D., Eng.

Central Mining Institute

plac Gwarków 1, 40-166 Katowice, Poland

{mrotkegel, apytlik}@gig.eu

RAJMUND HORST
MAREK MODRZIK
PAWEŁ FICEK
MAREK ROTKEGEL
ANDRZEJ PYTLIK

Badania nośności skorodowanych złączy ciernych obudowy odrzwiowej na przykładzie Kopalni Węgla Kamiennego Piast-Ziemowit

W artykule przedstawiono wyniki badań nośności skorodowanych złączy ciernych pozyskanych z przebudowy wyrobiska. Głównym celem badań było określenie charakterystyk pracy silnie skorodowanych złączy ciernych oraz określenie ich nośności. Dodatkowym celem badań było wskazanie parametru skorodowanych odrzwi, kluczowego przy ocenie stanu technicznego obudowy – nośność złączy ciernych czy wytrzymałość łuków. W artykule scharakteryzowano również w skrócie warunki kopalniane, w których pracowała obudowa ŁP.

W związku z tym, że omówione w artykule badania mają charakter pilotażowy, a uzyskane wyniki wskazują na znaczny wpływ korozji na bezpieczeństwo pracy obudowy, badania skorodowanych złączy będą kontynuowane na większej liczbie próbek oraz przy różnych typach strzemion.

Słowa kluczowe: korozja, obudowa wyrobisk, złącza cierne, badanie nośności

1. WPROWADZENIE

Stalowa obudowa odrzwiowa jest podstawową obudową wyrobisk korytarzowych stosowaną w polskich kopalniach węgla kamiennego. Wynika to z wielu zalet takiej obudowy, między innymi z łatwego dostosowania jej do warunków geologiczno-górnich, szybkiego jej wykonywania, stosunkowo niskiej ceny, a także z szerokiego wachlarza dostępnych wariantów wymiarowych obudowy. Pomimo tego stalowa obudowa odrzwiowa ma istotną wadę. Jej nośność jest zmienna w czasie wraz z postępującą korozją odrzwi. Zatem jej trwałość jest ograniczona i zależy między innymi od agresywności środowiska, w którym jest zastosowana. Na podstawie obserwacji dołowych można stwierdzić, że stalowe obudowy odrzwiowe zachowują swą funkcjonalność w czasie od kilku do kilkudziesięciu lat. Oczywiście jest to, że poszczególne

elementy składowe obudowy odrzwiowej w różnym stopniu wrażliwe są na działanie agresywnego środowiska. Zdecydowanie większa jest trwałość odrzwi niż elementów cienkościennych, takich jak siatki okładzinowe czy rozpory międzyodrzwiowe. O ile w przypadku znacznego skorodowania większości akcesoriów możliwe jest ich uzupełnienie, wymiana lub zastosowanie zestawów naprawczych, o tyle w przypadku odrzwi konieczne jest ich wzmocnienie (podbudowanie) lub wymiana, związana z kosztowną przebudową wyrobiska [1]. Dla uniknięcia sytuacji awaryjnych, kiedy nośność obudowy spada do poziomu obciążeń na nią działających i grozi utratą stateczności wyrobiska, a także obwałami i zawałami prowadzone są przez służby kopalniane okresowe kontrole stanu technicznego obudowy. Dotychczas prowadzono szereg badań nad korozją, także obudowy górniczej [2–6] i opracowanych zostało wiele metod pozwalających

na oszacowanie nośności skorodowanych odrzwi na podstawie pomiarów rzeczywistej grubości ścianek kształtowników V [7–11]. Bardzo istotnym zagadnieniem jest także nośność złączy ciernych [12–15], która wpływa na rozstaw odrzwi, określany w procesie doboru obudowy [16–18], a w przytoczonych metodach oceny obudowy skorodowanej jest pomijana. Trudno jest bowiem w warunkach dołowych określić czy chociaż oszacować nośność złączy ciernych, w których na skutek zjawiska korozji szczelinowej nastąpiło zescalenie łuków obudowy. Dla oszacowania tej nośności przeprowadzono cykl badań stanowiskowych na złączach ciernych odrzwi, pozyskanych z przebudowanego wyrobiska. Dodatkowym celem badań było wskazanie, który parametr (nośność złączy ciernych czy wytrzymałość łuków) jest kluczowy w ocenie stanu technicznego skorodowanej obudowy.

2. CHARAKTERYSTYKA ŚRODOWISKA KOPALNIANEGO W MIEJSCU PRACY BADANYCH ZŁĄCZY CIERNYCH

Środowisko kopalniane zmienia się wraz z charakterystycznymi czynnikami, takimi jak: warunki hydrologiczne, głębokość zalegania, wilgotność, temperatura pierwotna skał otaczających, temperatura maszyn i urządzeń pracujących w danym wyrobisku, przepływ powietrza itp. Na podstawie badań i obserwacji stwierdzono, że największy wpływ na prędkość procesów korozji w KWK Piast-Ziemowit Ruch Ziemowit ma agresywność wód kopalnianych.

O agresywności wód kopalnianych decydują cztery podstawowe składniki zawarte w wodach:

- stężenie jonów wodorowych (pH),
- twardość ogólna,
- ilość chlorków,
- ilość siarczanów.

Próbki złączy ciernych przeznaczone do badań laboratoryjnych pobrano z przekopu wschodniego 930, poziom III (650 m) w trakcie prowadzonej tam przebudowy. W tabeli 1 zebrano podstawowe dane dotyczące obudowy.

Obudowa została zabudowana w 1998 r., zatem eksploatowana była przez 20 lat. Na łukach obudowy widoczne są odspojenia produktów korozji oraz silnie skorodowane strzemiona. Środowisko w miejscu pobierania próbek jest bardzo agresywne. W wyrobisku panuje wilgotność względna powietrza na poziomie 88%. Dodatkowo analizowana woda charakteryzuje się bardzo wysoką mineralizacją. Zawiera ona 149 500 mg/dm³ substancji rozpuszczonych oraz posiada wysoką twardość – 1019°n. Średnie stężenie jonów chlorków 84 373 mg/dm³ oraz siarczanów 3323 mg/dm³ przy znacznej warstwie wilgoci na powierzchni obudowy wpływa na przyspieszenie procesów korozyjnych. Kationy magnezu 3466 mg/dm³ oraz wapnia 4280 mg/dm³ wpływają natomiast na znaczną twardość wody.

Biorąc pod uwagę czas eksploatacji obudowy oraz bardzo wysoką jak na warunki kopalniane mineralizację wody skraplającej się na powierzchni obudowy powodującą przyspieszenie procesów korozji, obudowę wraz z złączami ciernymi w przekopie wschodnim 930 można ocenić jako silnie skorodowaną.

Tabela 1
Charakterystyka obudowy [19]

Wielkość odrzwi	Kształtownik	Gatunek stali	Liczba strzemion w złączy	Typ strzemion	Rok zabudowy
ŁP9	V29	25G2	2	K29	1998 r.

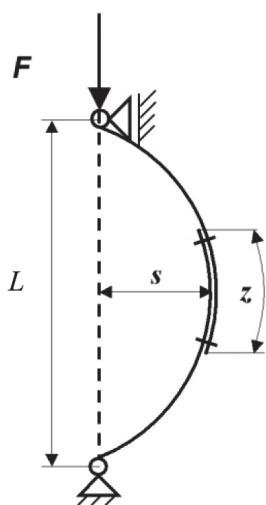
Tabela 2
Właściwości fizykochemiczne wody w miejscu eksploatacji badanej obudowy [19]

Substancje rozpuszczone [mg/dm ³]	pH	Twardość ogólna [°n]	Kationy [mg/dm ³]		Aniony [mg/dm ³]		
			Ca ⁺²	Mg ⁺²	Cl ⁻	SO ₄ ⁻²	HCO ₃ ⁻
149 500	6,5	1386	4280	3466	84 373	3323	122

3. PRZEBIEG I WYNIKI BADAŃ

Badania stanowiskowe przeprowadzono na dwóch złączach ciernych obudowy ŁP z kształtownika V29 pozyskanych w trakcie przebudowy przekopu wschodniego 930 na poziomie III w KWK Piast-Ziemowit Ruch Ziemowit.

Badania złączy łukowych elementów bez odporu biernego (siły bierniej oddziałującej na złącze) przeprowadzono według schematu obciążeniowego przedstawionego na rysunku 1, na podstawie normy PN-G-15026:2017-04 [20].



Rys. 1. Schemat obciążenia złączy łukowych elementu siłą F działającą w osi przegubu podpory stałej, gdzie: L – długość cięciwy złącza, s – długość strzałki złącza, z – długość zakładki

Wartość ujemnego momentu zginającego M_g (powodującego zmniejszenie promienia krzywizny łuków złącza) w przekroju złącza, w miejscu jego strzałki s , została obliczona ze wzoru:

$$M_g = -F \cdot s \text{ [kN} \cdot \text{m]} \quad (1)$$

gdzie:

- F – siła obciążająca złącze w momencie jego zsuwu [kN],
- s – długość strzałki [m] złącza, obliczona jako odległość między osią obojętną dwóch kształtowników V29 w złączu a osią działania siły F .

Stanowisko badawcze wyposażone było w siłownik hydrauliczny z zamontowanym w tłoczysku tensometrycznym czujnikiem siły (pracującym w układzie pełnego mostka) o zakresie pomiarowym do 1000 kN (klasa 0,5) oraz w potencjometryczny przetwornik

przemieszczenia, o zakresie pomiarowym do 1500 mm (klasa 0,35), do pomiaru zmiany długości ΔL cięciwy złącza podczas jego obciążania.

Podczas badań mierzono siłę F obciążającą złącze oraz długość cięciwy c złącza z częstotliwością próbkowania $f_p = 10$ Hz, która (jak wykazały wieloletnie doświadczenia z badań złączy ciernych w ramach laboratorium akredytowanego) jest wystarczająca do określenia charakterystyki pracy złączy ciernych odrzwi obudowy ŁP. Czujniki połączone były do wzmacniacza pomiarowego typu DMCplus wykonanego w klasie dokładności 0,03. Dane pomiarowe rejestrowane były na komputerze za pomocą programu CATMAN.

Przed badaniem złącza miały zakładkę ok. 560 mm, natomiast strzałki s złączy miały wartość ok. 108 mm (pomiar od osi działania siły F do osi obojętnej złącza) [12, 13].

Końce złączy stykające się z równoległymi do siebie płytami obciążającymi maszyny wytrzymałościowej zostały tak przycięte, aby przylegały do płyt maszyny. W związku z tym, że stwierdzono perforację kształtowników w złączu (rys. 2), jego końce dodatkowo wzmocniono odcinkiem kształtownika V29 oraz pojedynczym strzemieniem. Miało to na celu niedopuszczenie do deformacji kształtowników V29 w złączu, co zablokowałoby jego zsuwanie, a tym samym zniekształciło przebieg pracy złącza. Widok złączy przygotowanych do badań przedstawiono na rysunkach 3 i 4.



Rys. 2. Perforacja kształtownika w rejonie jego kołnierza



Rys. 3. Złącze cierne 1 przygotowane do badań i stan techniczny strzemion



Rys. 4. Złącze cierne 2 przygotowane do badań i stan techniczny strzemion

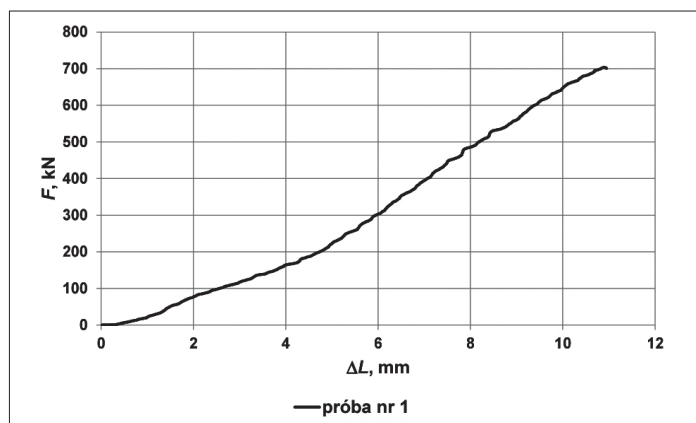
Wyniki badań w postaci przebiegów $F = f(\Delta L)$ przedstawiono na rysunkach 5 i 6.

Pomiary geometryczne strzemion kabłąkowych typu K29 w złączu nr 1 wykazały, że śruby kabłąkowe M27 posiadają nieznaczne ubytki korozyjne skutkujące zmniejszeniem się średnicy kabłąków do 25–26 mm zarówno w strzemienu dolnym jak i górnym. Zmierzona przed i po badaniu zakładka złącza $z = 560$ mm nie uległa zmianie.

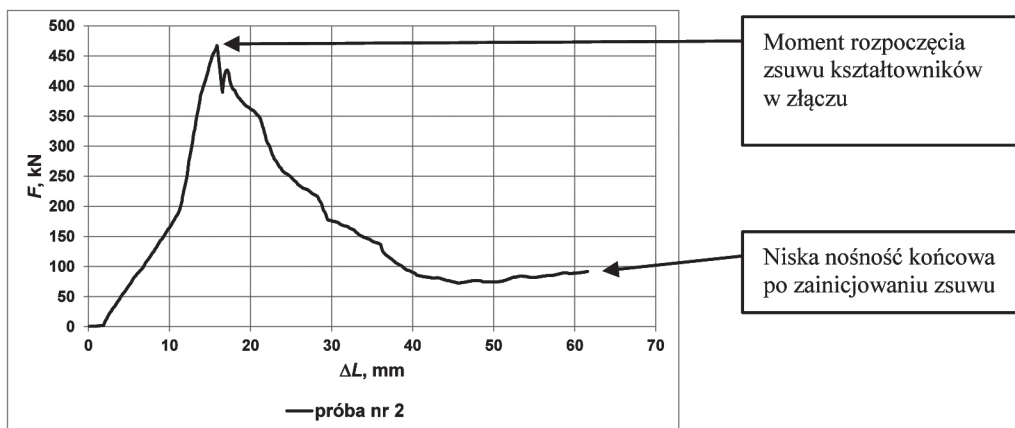
Złącze podczas próby nr 1 obciążone siłą $F = 700$ kN, przy momencie zginającym $M_g = 75,6$ kNm, nie zsunęło się, a po próbie nie stwierdzono również je-

go deformacji plastycznej. Łukowe złącza wykonane z kształtowników V29 połączonych dwoma strzemionami typu K29 zsuwają się zwykle przy sile obciążającej ok. 220 kN. Zablockowanie się złącza jest najprawdopodobniej wynikiem korozji szczelinowej pomiędzy łukami, która doprowadziła do szczepienia się kształtowników i strzemion w złączu.

Pomiary geometryczne strzemion kabłąkowych typu K29 w złączu nr 2 wykazały, że śruby kabłąkowe M27 posiadają znaczne ubytki korozyjne skutkujące zmniejszeniem się średnicy kabłąków do 7–20 mm w strzemienu górnym oraz do 18–23 mm w strzemienu dolnym.



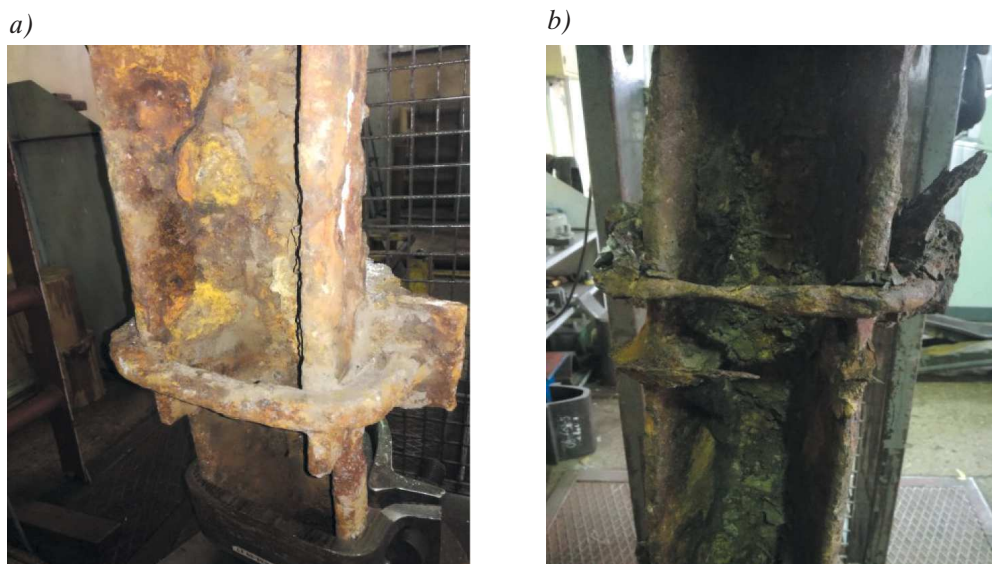
Rys. 5. Charakterystyka złącza ciernego 1



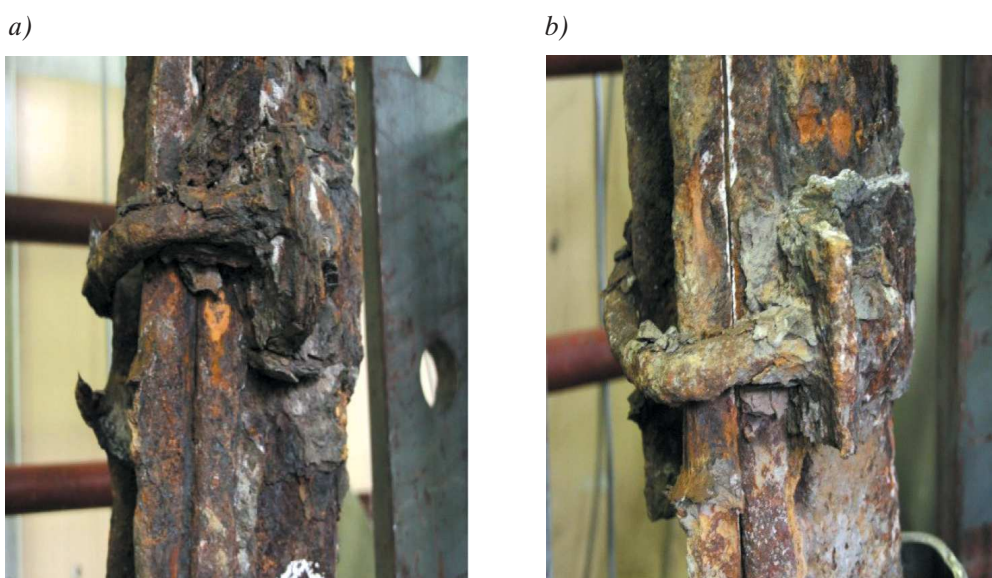
Rys. 6. Charakterystyka złącza ciernego 2

Odmiennej charakter pracy zaobserwowano podczas próby nr 2. Złącze obciążone siłą $F = 467$ kN, przy momencie zginającym $M_g = 50,4$ kNm, zsunęło się (rys. 8). Zsuv miał charakter zsuwu ciągłego, a końcowa wartość nośności złącza ustabilizowała się na poziomie ok. 90 kN. Po próbie nie stwierdzono również deformacji plastycznej kształtowników w złączu. Najbardziej prawdopodobną przyczyną zsuwu złącza oraz systematycznym jej obniżaniem się był zły stan techniczny śrub kabłąkowych górnego i dolnego

strzemia w porównaniu z kabłąkami strzemion użytych w próbie nr 1 (rys. 7). Śruby kabłąkowe podczas zsuwu ulegają lekkim ukosowaniu, co wywołuje w nich zwiększoną siłę naciągu w stosunku do nominalnej (wywołanej nominalnym momentem dokręcenia). Ponieważ śruby kabłąkowe mają znacznie zmniejszony przekrój spowodowany korozją (rys. 7), ulegają one znacznemu odkształceniu, co jest przyczyną zmniejszenia docisku kształtowników w złączu, a tym samym zmniejszenia się siły tarcia.



Rys. 7. Śruby kabłąkowe w złączach podczas prób: a) nr 1; b) nr 2



Rys. 8. Strzemiona złącza ciernego 2 po badaniach (widoczny zsuw)

Na niską wartość nośności końcowej złącza (ustaloną na poziomie ok. 90 kN) i jej charakter (brak typowych dla ciernego złącza skokowych zsuwów) ma również wpływ stan powierzchni złącza, które pokryte jest licznymi produktami korozji oraz pyłem kamieniem, wielkość tego wpływu jest jednak bardzo trudna do określenia przy tak różnorodnym stanie powierzchni złącza.

Przeprowadzone próby wykazały dużą nośność złączy ciernych, skorodowanych w znacznym stopniu. Szczególnie dotyczy to stanu przed wystąpieniem pierwszego zsuwu. Jak widać, nawet znaczny ubytek korozyjny strzemion kabłąkowych (złącze II) nie powoduje obniżenia nośności złącza (w zakresie

pierwszego zsuwu) w stosunku do złącza nowego – nieskorodowanego. Można zatem przyjmować, że (paradoksalnie) znaczna korozja złączy ciernych podnosi ich nośność. Dotyczy to jednak stanu przed pierwszym zsuwem i zerwaniem złącza korozyjnego. W związku z tym w warunkach znacznego zużycia korozyjnego odrzwi, przy jednoczesnym „przejściu” złączy ciernych w złącza korozyjne łuków oraz w przypadku niewystąpienia zsuwów łuków w zakładkach, w kwalifikowaniu skorodowanych odrzwi jako nadających się do dalszej pracy kwestie nośności złączy ciernych mogą zostać pominięte, a sama ocena nośności skorodowanych odrzwi może być ograniczona do wytrzymałości łuków.

4. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Badania bardzo silnie skorodowanych złączy wykazały, że korozja ma znaczący wpływ na powstanie efektu szczepiania się kształtowników w złączu. W zależności od stanu strzemion w złączu, które decydują o sile docisku kształtowników, korozja może doprowadzić do całkowitego zablokowania się złącza lub sytuacji, gdy jego nośność jest znacznie większa od nośności nominalnej. Paradoksalnie prowadzi to do wzrostu nośności odrzwi, gdyż zmienia się ich charakterystyka z podatnej na sztywną. Odbywa się to jednak kosztem ich podatności i prowadzi do niebezpiecznej sytuacji usztywnienia się obudowy, co w konsekwencji jest niekorzystne, zwłaszcza w przypadkach możliwości występowania wstrząsów górotworu, czy też obciążeń o charakterze deformacyjnym. Niepokój może także budzić niewielka nośność złącza ciernego po zaistnieniu pierwszego zsuwu, po zerwaniu połączenia adhezyjnego. Należy także mieć na uwadze fakt, że wraz z postępującą korozją maksymalna nośność odrzwi (usztywnionych) spada.

W związku z tym, że przedstawione badania mają charakter pilotażowy, a uzyskane wyniki wskazują na bardzo znaczący wpływ korozji na bezpieczeństwo pracy obudowy, badania skorodowanych złączy będą kontynuowane na większej liczbie próbek oraz przy różnych konfiguracjach strzemion.

Literatura

- [1] Prusek S., Rotkegel M., Małecki Ł.: *Wybrane sposoby wzmacniania skorodowanej stalowej obudowy odrzwiowej*, „Przegląd Górniczy” 2015, 5: 71–77.
- [2] Baszkiewicz J., Kamiński M.: *Podstawy korozji materiałów*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1997.
- [3] Graffstein-Malkiewicz E., Leśniewski K.: *Korozja w górnictwie węglowym*, Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 1971.
- [4] Prusek S., Rotkegel M.: *Zjawisko korozji w obudowie chodnikowej*, „Prace Naukowe GIG. Seria Konferencje” 2004, 48: 55–62.
- [5] Rotkegel M.: *Skutki korozji obudowy wyrobisk korytarzowych, sposoby im zapobiegania i minimalizacji strat*, Konferencja WUG i GIG-SITG „Problemy bezpieczeństwa i ochrony zdrowia w polskim górnictwie”, Mysłowice 2006: 147–157.
- [6] Wranglen G.: *Podstawy korozji i ochrony metali*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1985.
- [7] Prusek S., Rotkegel M., Stokłosa J., Malesza A.: *Ocena stopnia skorodowania odrzwi obudowy chodnikowej na przykładzie ZG „Bytom III”*, „Miesięcznik WUG” 2004, 9: 13–20.
- [8] Prusek S., Rotkegel M.: *Korozja obudowy wyrobisk korytarzowych*, „Wiadomości Górnicze” 2005, 7–8: 336–341.
- [9] Rak Z., Siodłak Ł., Stasica J.: *Możliwości wzmocnienia obudowy podporowej wyrobisk korytarzowych z wykorzystaniem torkretowania*, „Bezpieczeństwo Pracy i Ochrona Środowiska w Górnictwie”, 5, 2007.
- [10] Rotkegel M., Kowalski E.: *Wpływ stopnia skorodowania elementów odrzwi na nośność obudowy*, „Prace Naukowe GIG. Seria Konferencje” 2003, 46: 95–110.
- [11] Rotkegel M.: *Pomiary ubytku korozyjnego obudowy wyrobisk korytarzowych*, „Prace Naukowe GIG” 2006, 4: 23–32.
- [12] Pytlik A.: *Wpływ zginania na pracę ciernych złączy łukowych odrzwi ŁP przy obciążeniach statycznych i dynamicznych*, Główny Instytut Górnictwa, Katowice 2001 [praca doktorska].
- [13] Pytlik A.: *Charakterystyka pracy łukowych złączy badanych z odporem biernym przy obciążeniu statycznym i dynamicznym*, „Prace Naukowe GIG. Seria Konferencje nr 42. Problemy obudowy i utrzymania wyrobisk korytarzowych”, Katowice 2002: 109–123.
- [14] Pytlik A.: *Obudowa górnicza i jej akcesoria – wymogi bezpiecznego stosowania*, w: *Bezpieczeństwo pracy w kopalniach węgla kamiennego*, red. W. Konopko, t. 1: *Górnictwo i środowisko*, Główny Instytut Górnictwa, Katowice 2013: 111–133.
- [15] Rotkegel M.: *Wpływ cech konstrukcyjnych złączy na nośność stalowej obudowy odrzwiowej podatnej*, „Wiadomości Górnicze” 2011, 9: 480–484.
- [16] Chudek M. et al.: *Zasady doboru i projektowania obudowy wyrobisk korytarzowych i ich połączeń w zakładach górniczych wydobywających węgiel kamienny*, Katedra Geomechaniki, Budownictwa Podziemnego i Ochrony Powierzchni, Politechnika Śląska, Gliwice–Kraków–Katowice 1999.
- [17] Drzęzła B. et al.: *Obudowa górnicza. Zasady projektowania i doboru obudowy wyrobisk korytarzowych w zakładach górniczych wydobywających węgiel kamienny*, wyd. 2 poprawione, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2000.
- [18] Rułka K. et al.: *Uprozczone zasady doboru obudowy odrzwiowej wyrobisk korytarzowych w zakładach wydobywających węgiel kamienny*, Główny Instytut Górnictwa, Seria Instrukcje, nr 15, Katowice 2001.
- [19] Materiały własne KWK Piast-Ziemowit.
- [20] Norma PN-G-15026:2017-04: *Obudowa wyrobisk górnich – strzemiona oraz złącza odrzwi z kształtowników korytkowych. Badania wytrzymałościowe*.

mgr inż. RAJMUND HORST

mgr inż. MAREK MODRZIK

mgr inż. PAWEŁ FICEK

PGG KWK Piast-Ziemowit

ul. Granitowa 16, 43-155 Bieruń

{r.horst, m.modrzik, p.ficek}@pgg.pl

dr inż. MAREK ROTKEGEL

dr inż. ANDRZEJ PYTLIK

Główny Instytut Górnictwa

plac Gwarków 1, 40-166 Katowice

{mrotkegel, apytlik}@gig.eu

LESZEK ŻYREK
 WOJCIECH ZASADNI
 JAN LUBRYKA
 RAFAŁ SZOŁTYSIK

ENDIS 4.0 as replay on requirements of Industry 4.0 in field of power supply and automation for mining

This article presents a new product line for energy distribution and control ENDIS 4.0 from the perspective of the Industry 4.0 requirements implemented by Europe. The paper presents various variants of the technical solution and possibilities of configuration and quick reconfiguration. The authors also included their remarks and observations of the current level of implementation of the Industry 4.0 guide-lines in the Polish as well as world mining industries.

Key words: *ENDIS, Industry 4.0, Compact station, Energy distribution, transformation station, IoT*

1. INTRODUCTION

The idea of Industry 4.0 is well-established in Europe. In Poland, the mining industry is increasingly being discussed and visible in the activities of many companies. The concept itself brings to mind the associations like an intelligent mine, plant, factory, digitalization, full integration of products with the infrastructure, and their communication with the manufacture or analysis of data in real time.

So, what is Industry 4.0? This is the fourth phase of the industrial (r)evolution. The first revolution took

place in the 18th century and was based on the mechanization of production by using a steam engine. The second one started at the beginning of the 20th century after the introduction of mass production and use of electrification. The third one started after the popularization of automation in the 1970s, which was made possible by the dynamic development of electronics and IT solutions. The fourth revolution is happening now; this is a revolution based on cyber-physical systems and dynamic data processing (Fig. 1).

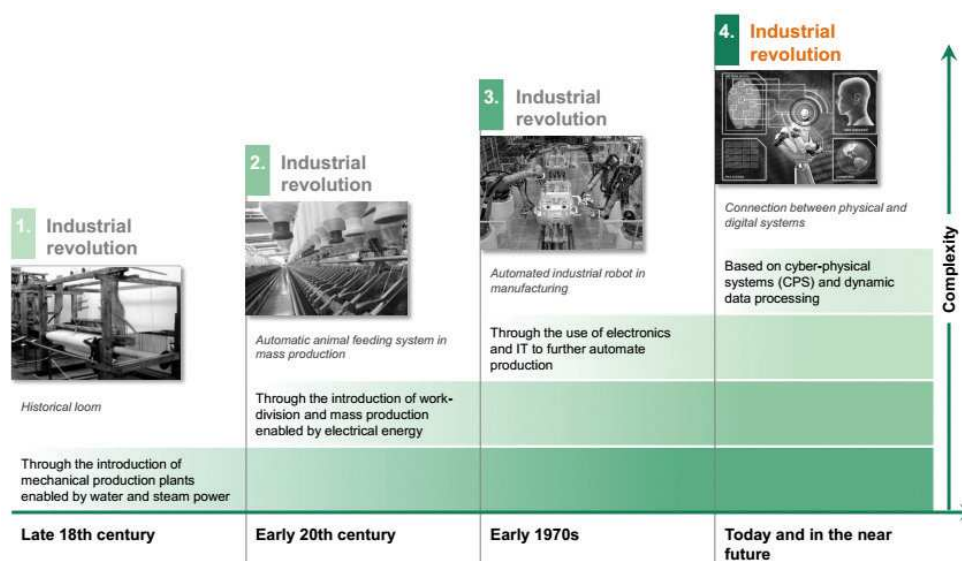


Fig. 1. Industrial revolution stages [1]

As a world leader in the production of highly advanced electrical solutions for the mining industry, the Becker Group also meets the requirements of the Industry 4.0 as well as those of customers from all continents within its new ENDIS 4.0 product line. Below, we present the various technical and technological solutions in this area.

2. ENDIS 4.0 – INTRODUCTION OF PRODUCT LINE REFFERRING TO INDUSTRY 4.0 REQUIREMENTS

ENDIS 4.0 is a family of universal compact stations for different voltage levels depending on demand. Thanks to its modular construction, it provides the possibility for 4, 8, 12, 16, or 24 contactor panels (including circuit breakers). The compact station design

enables use for voltages from 500 V to 4.16 kV, resistance to voltages up to 25 kV, a nominal current of 1250 A, and a connecting short-circuit current of 25 kA. This feature makes it easy and quick to reconfigure stations due to customer requirements needs or configuration change of powered machines and equipment.

The compact station can be installed in the so-called high (*H*) and low (*L*) housing (Fig. 2). In the high version, 2 levels are available with up to 24 slots for contactor panels. The individual compartments are closed by a quick-action door. The construction enables its installation on the flange of the transformer station. The applied constructions are as standardized as possible and well-thought-out in terms of quick reconfiguration and servicing.

Additionally, housings can be equipped with many types of fast connectors and grooves on both sides (which is presented in Figure 3).

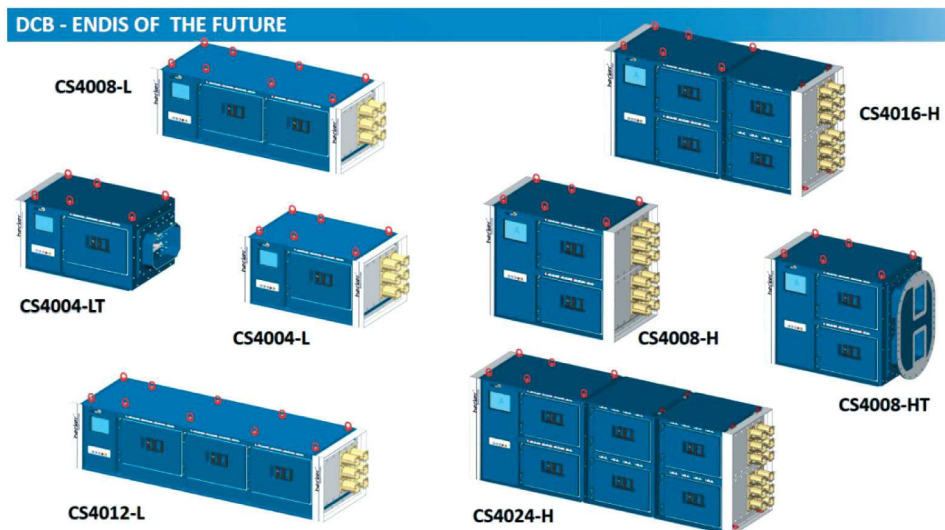


Fig. 2. Configuration possibilities of compact stations



Fig. 3. Different types of connectors and grooves can be used

The construction frame for the insertion of contactor panels (Fig. 4) is mounted completely outside the flameproof housing. The frame design eliminates the need to connect main and auxiliary bushes in a flameproof housing. Thanks to this, it is also possible to use a construction frame for inserting contactor panels in a non-explosive zone after installation in a suitable industrial enclosure. In addition, when there is a need to replace the interior of the casing in underground conditions, the entire structure can be prepared in a suitable place (workshop), and the whole structure can be changed at the station workplace.

Particular characteristics of the frame are as follows:

- contactor panels are electrically inserted and pulled out with the possibility of manual manipulation,
- automatic disconnection of faulty contactor panels from the main circuit with constant diagnostic connection to the panel,
- automatic recognition of inserted panel (no panel encoding);
- load capacity of main contacts up to 1000 A,
- possibility of using a power switch up to 1000 A,
- optionally integrated arc protection (optional),
- free-access at the back of the compact station for cable connections,
- universal sliding position for single and double- and double-outlet contactor panels and transformer panels.

Compact stations of the ENDIS 4.0 family are equipped with the optimized new generation of contactor panels. The design of all of the contactor panels is identical for all voltage levels. The TCU 2-output contactor panels are made for rated voltages of up to 1140 V and load currents of 2×250 A, and they have a switching capacity of 4 kA. Contactor panel type HPC 500 has been designed for rated voltages of up to 4.16 kV, a 500 A load current, and a rated switching current of 6 kA. The power current contacts can be replaced independently. The CB 1000-type power switch has been designed for a rated voltage of 4.16 kV, rated current of 1000 A, and holding capacity of 25 kA (Fig. 5). The light output is integrated into the compact station without having to use the space for the contactor panel.

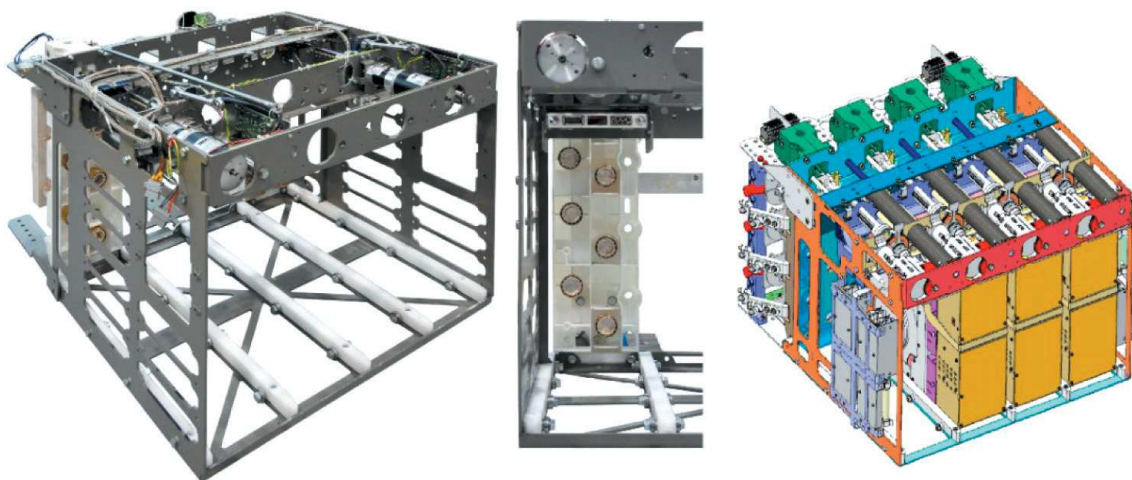


Fig. 4. Construction frame for insertion of contactor panels

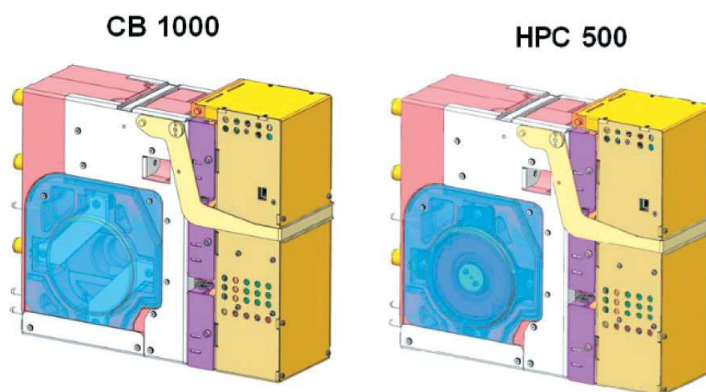


Fig. 5. Contactor panel

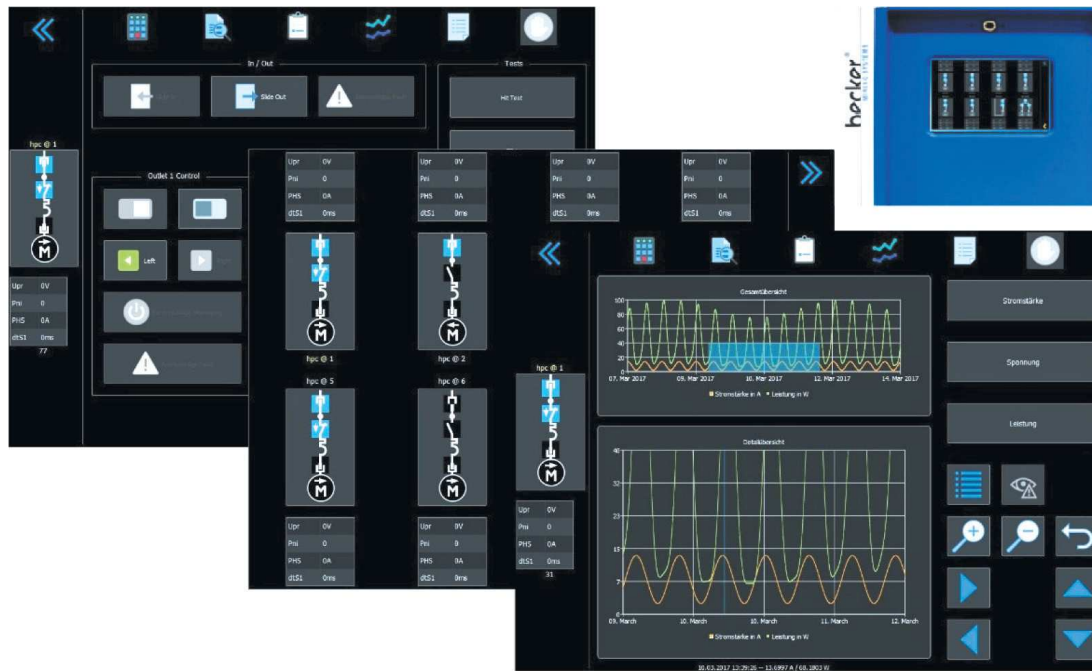


Fig. 6. Touch-screen display of compact station visualization panel – examples

The standard equipment is a control module with a transmission speed of 500 kBit/s for network interfaces and communication with contactor panels. The station has a 15-inch touch screen with full visualization of the diagnosis of individual panels, their configuration, and their history (Fig. 6). Even when the panel is disconnected from the main power supply, full diagnostic transmission and power supply of the control circuits is maintained.

At present, only a part of the equipment and sensors are connected together in industrial plants. Sensors combined with automation systems are mainly used to read parameters and control the production process. The Industrial Internet of Things means that more and more devices are equipped with built-in sensors and processors, which allows for efficient communication and interaction. It also influences the increasingly centralized control, and the decentralized analysts enable decisions to be made in the real world [1].

Within the compact station, all important components are diagnosable, “connected” and intelligent, and able to communicate with the outside world. Thanks to this feature, Becker’s service team can even remotely determine which component has failed and how it happened. Additionally, thanks to such extensive diagnostics, it is possible in some cases to perform predictive service activities. The Becker Group places a particular emphasis on this functionality because of the fact that it has customers on every

continent (where the possibility of remote service and prediction of failures amounts to significant savings in maintenance costs).

Optionally, the compact station can be integrated with the PLC via the Mincos AST, BTS, or other system bus interfaces (or others from customer requirements for applications without additional external controllers).

With widespread connectivity and the use of standard communication protocols from Industry 4.0, there is a growing need for cyber-attack protection or interference with the proper operation. As a consequence, the core of its cyber-security is the reliable communication and advanced user-identification systems providing access to the devices. ENDIS 4.0 fully meets these standards by protecting the communication interfaces as well as providing access to parameter changes or important settings.

For easy operation, commissioning, and servicing of the station via the 15-inch screen, there are numerous easy-to-understand instructions available in both the text and graphic forms (schemes, animations) in the language of the user’s country and other required languages. Additionally, the station can act as a transmission hub and converter between different transmission technologies (Fig. 7).

Additionally, Becker makes it possible to remotely connect to the compact station and remote support of customer service while allowing for such a connection.

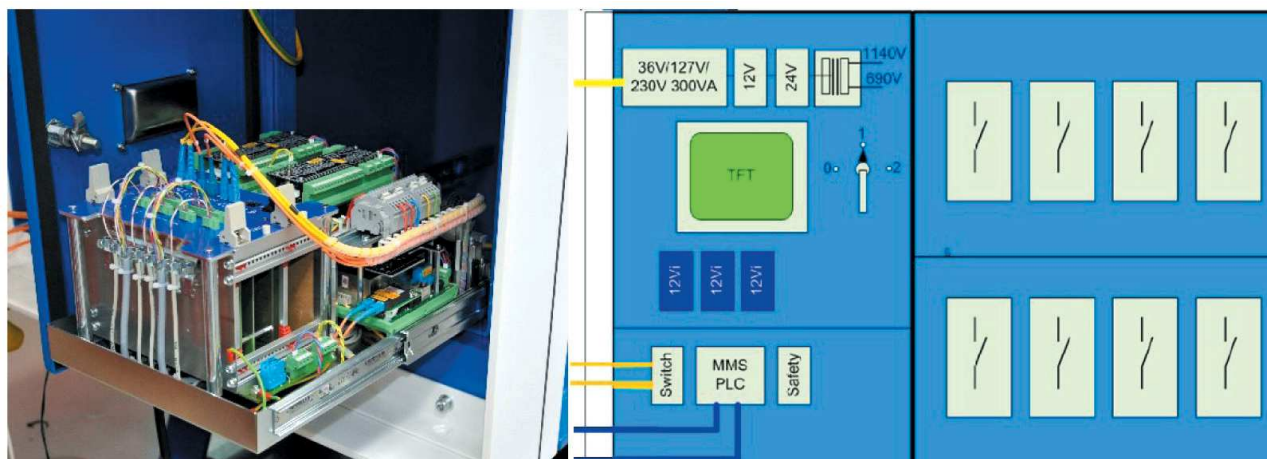


Fig. 7. Fully configurable transmission and control equipment [2]

The ENDIS 4.0 technology is fully integrated with the PROMOS 4.0 automation system and is integrated at both the hardware and software levels. The following figure shows the traditional configuration of the previous version of ENDIS and PROMOS on the left. Here, we can see a separate compact station for supplying the main motor of the belt conveyor, a stand-alone lighting module, and a Promos sys-

tem controller. On the right, everything is integrated into the frames of the compact station thanks to the full integration of the ENDIS 4.0 into PROMOS 4.0.

The possibilities and functionality of the PROMOS 4.0 system are described in the article “Automation system of conveyors Promos 4.0” in the papers of the 13th International Conference on “Work safety of transport devices in mining” in 2017 [3].

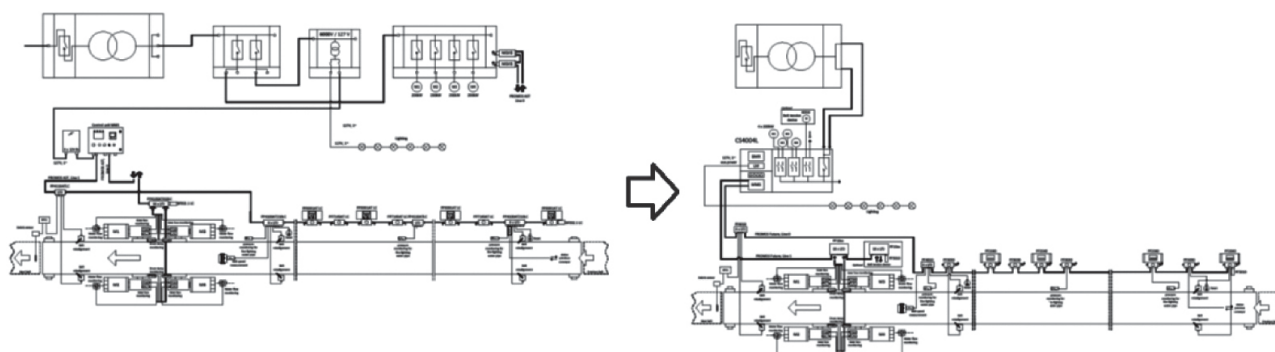


Fig. 8. Difference between traditional version of ENDIS & PROMOS integration and version 4.0 of both products

3. SUMMARY

The world's mining industry is already moving on from Industry 3.0 to Industry 4.0. The results are already visible in the control of production, shortening of the investment preparation cycle, and customer relationships. Maintaining contact with international clients at the technical level with the world's top tycoons is an essential factor influencing the increase in the profitability of extraction.

One thing we should not forget about the regulatory issues related to the access to data (among other

things). Companies collect huge amounts of data and are responsible for protecting it. The scale of technological changes accelerates exponentially. No one used smartphones ten years ago, and now we have such devices available even in potentially explosive atmospheres. It is likely that the longwall will be fully autonomous in ten years' time. We are unable to predict which new solutions will be available and what we will need in the future in our industry.

It is very important to overcome one of the main barriers to the effective implementation of Industry 4.0: the low awareness of staff and regulators.

This is still a very fresh topic. The increasing use of automation systems, sensors, software, and analytical tools allows us to analyze the effects of the implemented solutions and (most importantly) focus on those changes that bring the greatest value.

A very important issue is also our education system, which should be based on projects and engineer knowledge how to solve a problem. We have plenty of talented engineers who crave for knowledge, but we lack the interdisciplinary specialists who combine the technical knowledge with business soft skills. That ones are needed to be able to fully implement the assumptions of the Industry 4.0 ideas.

The presented product group (ENDIS 4.0) is one of the components for reaching the Industry 4.0 level; however, whether and how we will use it depends only on ourselves.

References

- [1] Boston Consulting: *Industry 4.0 EN Opportunity or threat to the development of an innovative economy?*, Becker Warkop's internal materials [unpublished].
- [2] Instructions for use of Becker CS4008 stations.
- [3] Szymiczek K., Lubryka J.: *System automatyzacji przenośników typu Promos 4*, in: *Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie*; monografia, Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego, Łódź 2018.

LESZEK ŻYREK, Eng.

WOJCIECH ZASADNI, Ph.D., Eng.

JAN LUBRYKA, M.Sc., Eng.

RAFAŁ SZOŁTYSIK, M.Sc., Eng.

Becker-Warkop Sp. z o.o.

ul. Przemysłowa 11, 44-266 Świerklany, Poland

{l.zyrek, w.zasadni, j.lubryka, r.szoltysik}

@becker-mining.com.pl

LESZEK ŻYREK
WOJCIECH ZASADNI
JAN LUBRYKA
RAFAŁ SZOŁTYSIK

ENDIS 4.0 jako odpowiedź na wymagania Przemysłu 4.0 w obszarze zasilania i sterowania dla górnictwa

W artykule przedstawiono nową linię produktową do rozdziału energii i sterowania ENDIS 4.0 z perspektywy wymagań Przemysł 4.0 stawianych przed Europą. W referacie zostały zaprezentowane różnorodne warianty technicznego rozwiązania oraz możliwości konfiguracji i szybkiej rekonfiguracji. Autorzy zawarli również swoje przemyślenia oraz obserwacje aktualnego stopnia wdrożenia wytycznych Przemysłu 4.0 w polskiej i światowej branży górniczej.

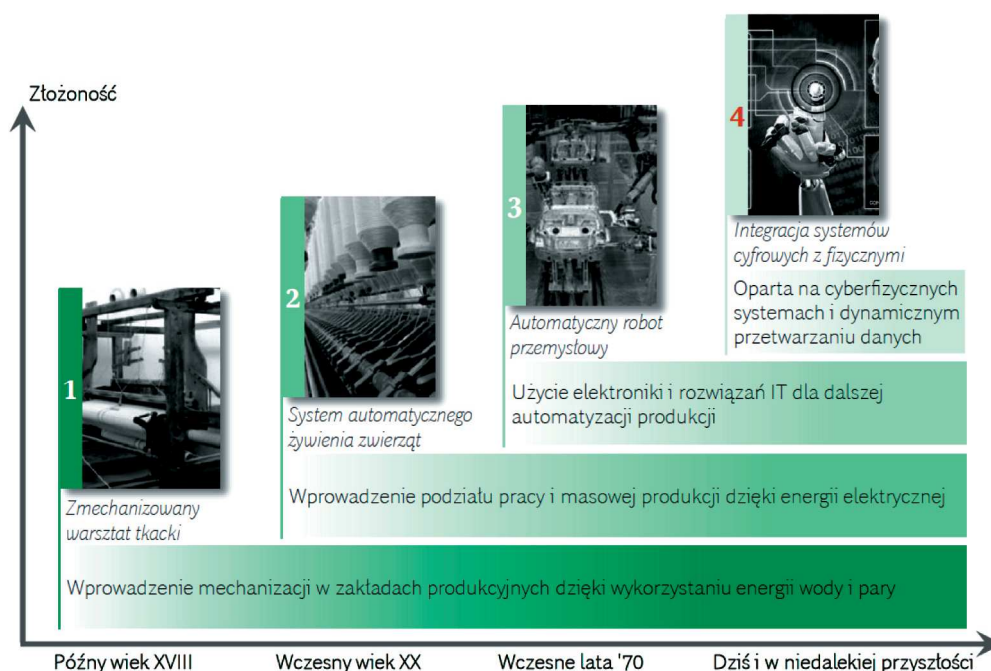
Słowa kluczowe: *ENDIS, przemysł 4.0, stacja kompaktowa, przesyła energii, stacja transformatorowa, IoT*

1. WSTĘP

Idea Przemysłu 4.0 już na dobre zakorzeniła się w Europie. W Polsce w branży górniczej jest coraz częściej omawiana i widoczna w działaniach wielu firm. Samo pojęcie przywołuje na myśl skojarzenia związane z inteligentną kopalnią, zakładem, fabryką, digitalizacją, pełną integracją produktów z infrastrukturą, ich komunikacją z producentem czy analizą danych w czasie rzeczywistym.

Czym w takim razie jest Przemysł 4.0? To czwarty etap (r)ewolucji przemysłowej. Pierwsza rewolucja

miała miejsce w XVIII wieku i oparta była na mechanizacji produkcji dzięki wykorzystaniu maszyny parowej. Druga z kolei rozpoczęła się na początku wieku XX po wprowadzeniu produkcji masowej i wykorzystaniu elektryfikacji. Trzecia rozpoczęła się po upowszechnieniu automatyzacji w latach siedemdziesiątych ubiegłego wieku, co było możliwe dzięki dynamicznemu rozwojowi elektroniki i rozwiązań IT. Czwarta rewolucja toczy się obecnie. To rewolucja oparta na systemach cyberfizycznych i dynamicznym przetwarzaniu danych (rys. 1).



Rys. 1. Etapy rewolucji przemysłowej [1]

Grupa Becker jako światowy lider w produkcji wysoko zaawansowanych rozwiązań elektrotechnicznych dla przemysłu górniczego w ramach nowej linii produktowej ENDIS 4.0 również spełnia wymagania Przemysłu 4.0, a także wymagania klientów ze wszystkich kontynentów. Poniżej przedstawiamy poszczególne rozwiązania techniczne i technologiczne w tym obszarze.

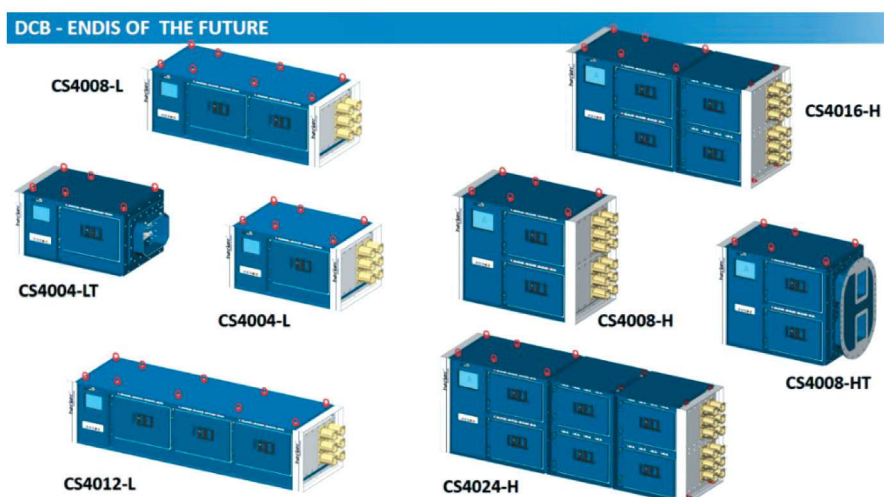
2. ENDIS 4.0 – PRZEDSTAWIENIE LINII PRODUKTOWEJ W STOSUNKU DO WYMAGAŃ PRZEMYSŁU 4.0

ENDIS 4.0 to rodzina uniwersalnych stacji kompaktowych przeznaczonych dla różnych poziomów napięcia, w zależności od zapotrzebowania. Dzięki konstrukcji modułowej przewiduje zabudowę 4, 8, 12, 16 lub 24 paneli stycznikowych, w tym również wyłącz-

nikowych. Konstrukcja stacji kompaktowej umożliwia stosowanie dla napięć od 500 V do 4,16 kV, posiada odporność na napięcia do 25 kV, prąd znamionowy 1250 A oraz łączeniowy prąd zwarcia 25 kA. Ta cecha umożliwia łatwą i szybką rekonfigurację stacji w miarę zmieniających się wymagań klienta czy zasilanych maszyn i urządzeń.

Stacja kompaktowa może wystąpić w obudowie (rys. 2) tzw. wysokiej (*H*) i niskiej (*L*). W wersji wysokiej dostępne są dwa poziomy z maksymalnie 24 miejscami dla paneli stycznikowych. Poszczególne przedziały są zamknięte drzwiami z systemem szybkiego otwierania. Konstrukcja umożliwia jej zabudowę na kołnierzu stacji transformatorowej. Zastosowane konstrukcje są maksymalnie ustandaryzowane oraz przemysłane pod względem szybkiej rekonfiguracji oraz serwisowania.

Dodatkowo obudowy mogą być wyposażone w różnego rodzaju szybkozłączka oraz wpusty po obydwu stronach, co zostało przedstawione na rysunku 3.



Rys. 2. Możliwości konfiguracji stacji kompaktowych



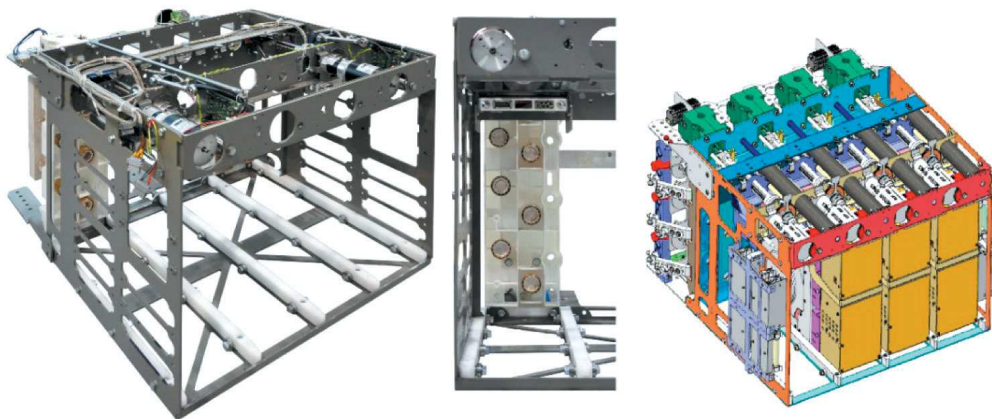
Rys. 3. Możliwość zastosowania różnego rodzaju złączy oraz wpustów

Rama konstrukcyjna (rys. 4) dla paneli stycznikowych montowana jest całkowicie poza obudową ognioszczelną. Konstrukcja ramy eliminuje konieczność łączenia obwodów głównych i pomocniczych w obudowie ognioszczelnej. Dzięki temu możliwe jest także zastosowanie ramy konstrukcyjnej dla paneli stycznikowych w strefie niezagrożonej wybuchem, a następnie jej zabudowę w odpowiedniej osłonie przemysłowej. Dodatkowo w przypadku potrzeby wymiany wnętrza obudowy w warunkach dołowych, cała konstrukcja jest przygotowywana w miejscu do tego sprzyjającym (warsztat), a w miejscu pracy stacji dokonywana jest podmiana całej konstrukcji.

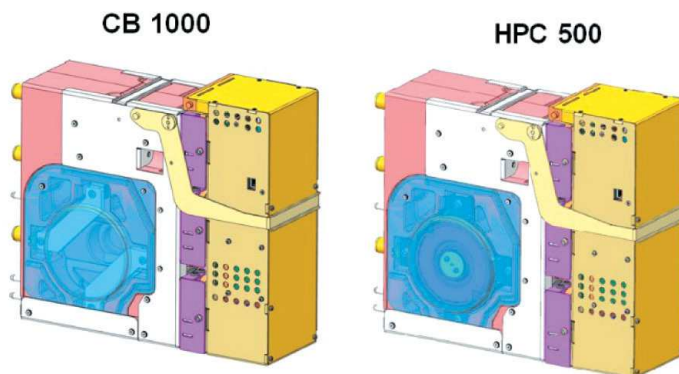
Szczególne właściwości ramy konstrukcyjnej:

- panele stycznikowe są podłączane i odłączane od obwodów silnoprądowych elektrycznie z możliwością manualnej ingerencji,
- automatyczne odłączanie uszkodzonych paneli stycznikowych od obwodu silnoprądowego, z zachowaniem połączeń diagnostycznych i zasilania sterowniczego,
- automatyczne rozpoznawanie podłączanych paneli (brak kodowania),
- obciążalność styków głównych do 1000 A,
- możliwość zastosowania wyłącznika mocy do 1000 A,
- zintegrowane opcjonalnie zabezpieczenie łukochronne,
- swobodny dostęp do tylnej części stacji kompaktowej w celu podłączenia przewodów,
- uniwersalne miejsce przeznaczone do podłączenia paneli stycznikowych jedno- i dwudopływowych oraz transformatorowych.

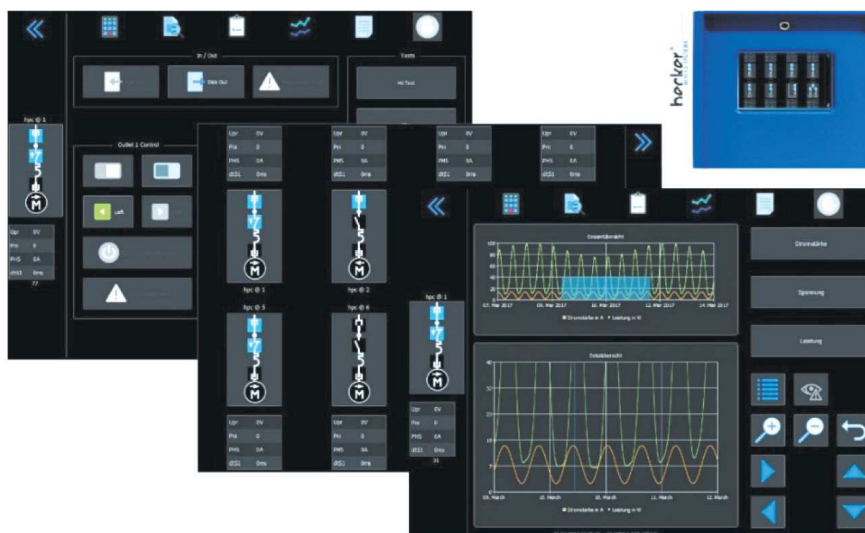
Stacje kompaktowe z rodziny ENDIS 4.0 wyposażane są w zoptymalizowaną nową generację paneli stycznikowych. Konstrukcja wszystkich paneli stycznikowych jest identyczna dla wszystkich poziomów napięcia. Dwudopływowe panele stycznikowe TCU zostały wykonane dla napięcia znamionowego wynoszącego do 1140 V, prądów obciążenia 2×250 A i posiadają zdolność łączeniową wynoszącą 4 kA. Panel stycznikowy typu HPC 500 został wykonany dla napięć znamionowych do 4,16 kV, prądu obciążenia 500 A oraz prądu znamionowego łączeniowego wynoszącego 6 kA. Styki silnoprądowe można wymieniać samodzielnie. Wyłącznik mocy typu CB 1000 został wykonany dla napięcia znamionowego wynoszącego 4,16 kV, prądu znamionowego wynoszącego 1000 A i posiada zdolność łączeniową wynoszącą 25 kA (rys. 5). W stacji kompaktowej zintegrowano wyjście oświetleniowe bez potrzeby wykorzystania miejsca podłączenia dla panelu stycznikowego.



Rys. 4. Rama konstrukcyjna dla paneli



Rys. 5. Panele stycznikowe



Rys. 6. Ekran panelu dotykowego do wizualizacji stacji kompaktowej – przykłady

Wyposażeniem standardowym jest moduł kontrolny o prędkości transmisji wynoszącej 500 kBit/s dla interfejsów sieciowych oraz komunikacji z panelami stycznikowymi. Stacja posiada 15-calowy ekran dotykowy z pełną wizualizacją diagnostyki poszczególnych paneli, ich konfiguracji oraz historii ich pracy (rys. 6). Nawet przy wysuniętym panelu zachowana jest pełna transmisja diagnostyczna i zasilanie obwodów sterowniczych.

Obecnie w zakładach przemysłowych tylko część urządzeń i sensorów jest ze sobą połączona. Sensory połączone z systemami automatyki służą głównie do odczytywania parametrów i sterowania procesem produkcyjnym. Przemysłowy Internet Rzeczy sprawia, że coraz więcej urządzeń ma wbudowane czujniki i procesory, co pozwala na ich sprawną komunikację i interakcję. Wpływa to również na coraz bardziej scentralizowaną kontrolę, a zdecentralizowana analityka umożliwia podejmowanie decyzji w czasie rzeczywistym [1].

W ramach stacji kompaktowej wszystkie istotne podzespoły są diagnozowalne, „usieciowione” i inteligentne, przez co potrafią komunikować się ze światem zewnętrznym. Dzięki tej funkcjonalności nawet zdalnie serwis firmy Becker jest w stanie bardzo precyzyjnie stwierdzić, który z podzespołów uległ awarii i w jaki sposób do niej doszło. Dodatkowo dzięki szerokiej diagnostyce w niektórych przypadkach istnieje możliwość predyktywnych działań serwisowych. Grupa Becker kładzie na tę funkcjonalność szczególny nacisk z uwagi na to, że ma klientów na całym świecie, a więc możliwość zdalnego serwisu i przewi-

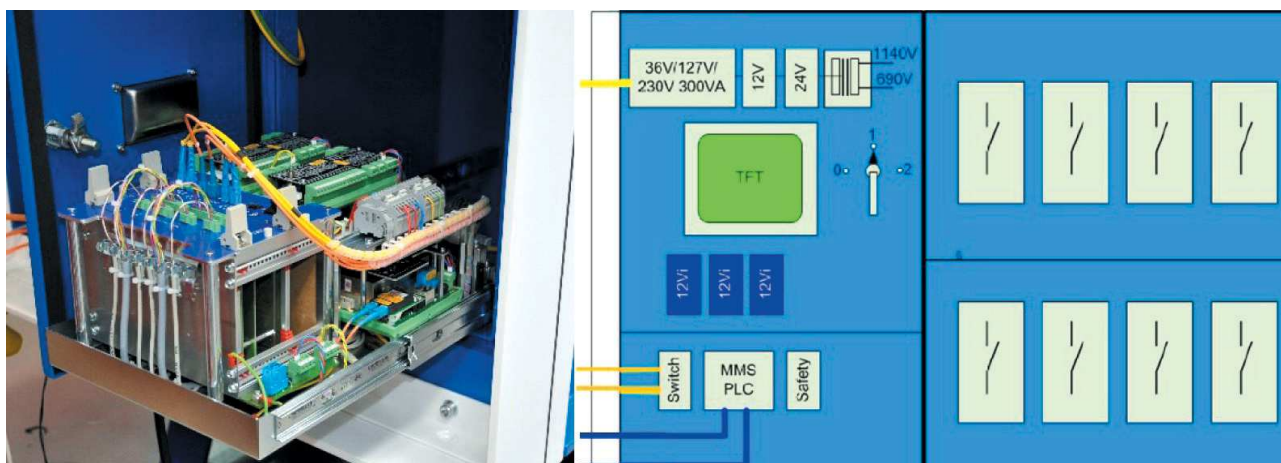
dywania awarii jest znaczną oszczędnością kosztów serwisowych.

Opcjonalnie stacja kompaktowa może być zintegrowana z sterownikiem PLC przez interfejsy magistrali systemowej Mincos AST, BTS lub innym wymagany przez klienta w celu wykonywania aplikacji bez stosowania dodatkowych sterowników zewnętrznych.

Wraz z upowszechniającą się łącznością i wykorzystaniem standardowych protokołów komunikacyjnych wywodzących się z Przemysłu 4.0 rośnie potrzeba stosowania zabezpieczeń przed cyberatakami lub zakłóceniem poprawnego działania. W konsekwencji istotą cyberbezpieczeństwa jest niezawodna komunikacja i zaawansowane systemy identyfikacji użytkowników udzielające dostępu do urządzeń. ENDIS 4.0 w pełni spełnia te standardy dzięki zabezpieczeniu interfejsów komunikacyjnych i wprowadzeniu poziomów dostępu do zmian parametrów czy istotnych ustawień i funkcji.

W celu ułatwienia obsługi, uruchamiania i serwisowania stacji za pośrednictwem 15-calowego panelu dotykowego dostępne są liczne, zrozumiałe instrukcje w formie tekstowej oraz graficznej (schematy, animacje) w języku kraju użytkownika oraz innych wymaganych językach. Dodatkowo stacja może pełnić funkcję centrali transmisyjnej oraz konwertera pomiędzy różnymi technologiami transmisji (rys. 7).

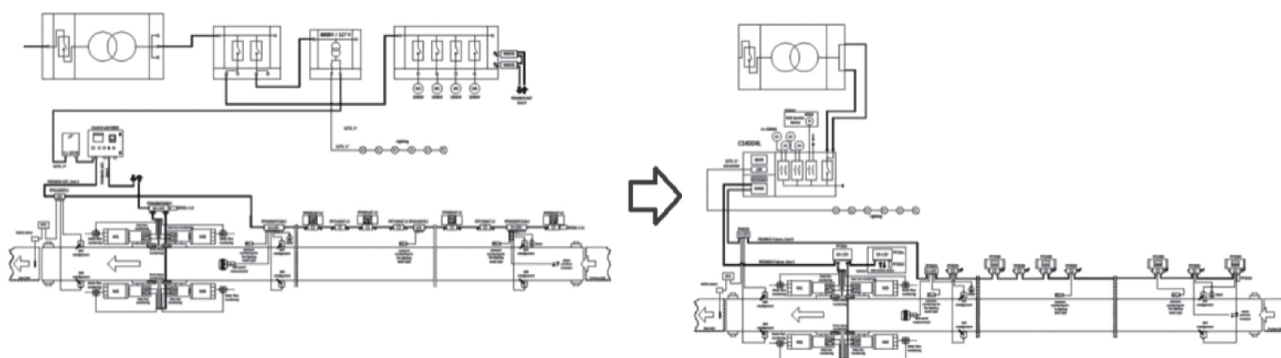
Dodatkowo istnieje możliwość zdalnego podłączenia się serwisu do stacji kompaktowej i zdalnego wsparcia obsługi u klienta przy umożliwieniu takiego połączenia w infrastrukturze użytkownika.



Rys. 7. W pełni konfigurowalne wyposażenie transmisyjno-sterownicze [2]

Technologia ENDIS 4.0 jest w pełni zintegrowana z systemem automatyki PROMOS 4.0 (rys. 8). Integracja odbywa się zarówno na poziomie sprzętowym, jak i poziomie oprogramowania. Na rysunku 8 przedstawiono tradycyjną konfigurację wcześniejszej wersji systemu ENDIS i PROMOS. W lewej części rysun-

ku widać oddzielną stację kompaktową do zasilania głównych odpływów przenośnika taśmowego, oddzielny moduł oświetleniowy oraz sterownik systemu PROMOS. Po prawej stronie dzięki pełnej integracji ENDIS 4.0 z systemem PROMOS 4.0 wszystko jest zintegrowane w ramach jednej stacji.



Rys. 8. Różnica pomiędzy tradycyjną integracją ENDIS i PROMOS oraz nową 4.0 obu linii produktowych

Możliwości i funkcjonalność systemu PROMOS 4.0 zostały opisane w artykule *System automatyzacji przenośników typu Promos 4.0* zaprezentowanym na XIII Międzynarodowej Konferencji „Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie” w 2017 roku [3].

3. PODSUMOWANIE

Światowa branża górnicza przechodzi z Przemysłu 3.0 do 4.0, czego rezultaty widać w sterowaniu produkcją, skracaniu cyklu przygotowania inwestycji czy relacjach z klientem. Utrzymanie kontaktu m.in. na poziomie technicznym ze światowymi poten-

tatami górniczymi jest niezbędnym czynnikiem mającym wpływ na wzrost opłacalności wydobywania.

Nie można zapomnieć o kwestiach regulacyjnych związanych m.in. z dostępem do danych. Firmy zbierają ogromną ilość danych i ponoszą odpowiedzialność za to, by je chronić. Skala zmian technologicznych przyspiesza wykładniczo. Dziesięć lat temu nikt nie korzystał ze smartfonów, a teraz posiadamy takie urządzenia dostępne nawet w atmosferach zagrożonych wybuchem. Istnieje prawdopodobieństwo, iż za dziesięć lat kompleksy wydobywcze będą już w pełni autonomiczne. Nie jesteśmy w stanie przewidzieć, jakie nowe rozwiązania będą dostępne i czego będziemy potrzebować w przemyśle.

Bardzo ważne jest pokonanie jednej z głównych barier efektywnego wdrożenia Przemysłu 4.0: niskiej świadomości kadr oraz organów regulacyjnych. Jest to wciąż świeży temat. Coraz większe wykorzystanie systemów automatyki, sensorów, oprogramowania i narzędzi analitycznych pozwala analizować efekty wdrożonych rozwiązań i co najważniejsze – koncentrować się na tych zmianach, które wnoszą największą wartość.

Bardzo istotną kwestią jest również nasz system edukacji, który powinien być oparty na projektach i uczyć inżynierów rozwiązywania problemów. Polska ma mnóstwo zdolnych i głodnych wiedzy inżynierów, ale brakuje specjalistów interdyscyplinarnych łączących wiedzę techniczną z biznesowymi umiejętnościami miękkimi. A właśnie takowe są wymagane, aby móc w pełni wdrażać założenia Przemysłu 4.0.

Zaprezentowana grupa produktowa ENDIS 4.0 jest jedną ze składowych, środkiem dojścia do pozio-

mu Przemysłu 4.0, ale czy i jak ją wykorzystamy, to zależy tylko od nas samych.

Literatura

- [1] Boston Consulting: *Przemysł 4.0 PL Szansa czy zagrożenie dla rozwoju innowacyjnej gospodarki?*, opracowanie wewnętrzne firmy Becker Warkop [niepublikowane].
- [2] Instrukcja obsługi stacji CS4008 firmy Becker.
- [3] Szymiczek K., Lubryka J.: *System automatyzacji przenośników typu Promos 4*, in: *Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie*: monografia, Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego, Łędziny 2018.

inż. LESZEK ŻYREK

dr inż. WOJCIECH ZASADNI

mgr inż. JAN LUBRYKA

mgr inż. RAFAŁ SZOŁTYSIK

Becker-Warkop Sp. z o.o.

ul. Przemysłowa 11, 44-266 Świerklany

{l.zyrek, w.zasadni, j.lubryka, r.szoltysik}

@becker-mining.com.pl

We would like to extend our heartfelt thanks to the following reviewers of papers for “MINING – Informatics, Automation and Electrical Engineering” journal in 2017

Chcielibyśmy serdecznie podziękować recenzentom artykułów do czasopisma „MINING – Informatics, Automation and Electrical Engineering” w 2017 roku

Iosif Andras, University of Petroșani (Romania)
Marcin Baszyński, AGH University of Science and Technology (Poland)
Elżbieta Bereś-Pawlik, Wrocław University of Science and Technology (Poland)
Witold Biały, Silesian University of Technology (Poland)
Andrzej Bień, AGH University of Science and Technology (Poland)
Robert Borowiec, Wrocław University of Science and Technology (Poland)
Marian Branny, AGH University of Science and Technology (Poland)
Leonel Francisco Castañeda Heredia, EAFIT University (Columbia)
Subhas Chandra Mondal, Indian Institute of Engineering Science and Technology (India)
Piotr Cheluska, Silesian University of Technology (Poland)
Dionizy Dudek, Wrocław University of Science and Technology (Poland)
Aleksander Dziadecki, AGH University of Science and Technology (Poland)
Kazimierz Dzierżek, Białystok University of Technology (Poland)
Wacław Dziurzyński, The Strata Mechanics Research Institute of the Polish Academy of Sciences (Poland)
Wiktor Filipek, AGH University of Science and Technology (Poland)
Krzysztof Filipowicz, Silesian University of Technology (Poland)
Greg Galecki, Missouri University of Science and Technology (USA)
Lech Gładysiewicz, Wrocław University of Science and Technology (Poland)
Zbigniew Hanzelka, AGH University of Science and Technology (Poland)
Sebastian Ivaszenko, Central Mining Institute (Poland)
Jacek Jasielski, State Higher Vocational School in Tarnów (Poland)
Józef Jonak, Lublin University of Technology (Poland)
Zbigniew Jósiewicz, Wrocław University of Science and Technology (Poland)
Adam Klich, KOMAG Institute of Mining Technology (Poland)
Jarosław Konieczny, AGH University of Science and Technology (Poland)
Krzysztof Kotwica, AGH University of Science and Technology (Poland)
Leszek Kowal, KOMAG Institute of Mining Technology (Poland)
Robert Król, Wrocław University of Science and Technology (Poland)
Lakshmi A. Kumaraswamidhas, Indian Institute of Technology (India)
Małgorzata Łatka, Rzeszów University of Technology (Poland)
Vlastimil Moni, Brown Coal Research Institute (Czech Republic)
Szczepan Moskwa, AGH University of Science and Technology (Poland)
Mariusz Musioł, Silesian University of Technology (Poland)
Stanisław Nawrat, AGH University of Science and Technology (Poland)
Wiesław Nowak, AGH University of Science and Technology (Poland)
Jan Pilarczyk, Instytut Spawalnictwa (Poland)
Franciszek Plewa, Silesian University of Technology (Poland)
Sorin Mihai Radu, University of Petroșani (Romania)
Sylwester Rajwa, Central Mining Institute (Poland)
Marek Sikora, Institute of Innovative Technologies EMAG (Poland)
Tomasz Siostrzonek, AGH University of Science and Technology (Poland)
Marek Ściążko, Institute for Chemical Processing of Coal (Poland)
Michał Śmieja, The University of Warmia and Mazury in Olsztyn (Poland)
Bogusław Świątek, AGH University of Science and Technology (Poland)
Tomasz Trawiński, Silesian University of Technology (Poland)
Stanisław Trenczek, Institute of Innovative Technologies EMAG (Poland)
Grzegorz Wiśniewski, Wrocław University of Science and Technology (Poland)
Antoni Wojaczek, Silesian University of Technology (Poland)

